

# Untersuchung der Verlustentstehung und axialen Baulänge bei Inducern

Vom Fachbereich Maschinenbau und Verfahrenstechnik  
der Technischen Universität Kaiserslautern  
zur Erlangung des akademischen Grades

**Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)**

genehmigte

**Dissertation**

von

Herrn

Dipl.-Ing. Björn Gwiasda

geb. in Mainz

Tag der mündlichen Prüfung:	01.07.2020
Dekan:	Prof. Dr.-Ing. Tilmann Beck
Vorsitzender:	Prof. Dr.-Ing. Sergiy Antonyuk
Berichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. Martin Böhle Prof. Dr.-Ing. Stefan Riedelbauch

D 386





# Vorwort

Die vorliegende Arbeit ist während meiner Beschäftigung als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Strömungsmechanik und Strömungsmaschinen an der Technischen Universität Kaiserslautern entstanden.

Mein Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Martin Böhle, der es mir ermöglicht hat diese Arbeit zu verfassen. Weiterhin möchte ich Ihm und Herrn Prof. Dr.-Ing Stefan Riedelbauch für die Übernahme der Berichterstattung danken. Herrn Prof. Dr.-Ing. Sergiy Antonyuk danke ich für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission. Allen Menschen, die mich auf dem Weg bis zum Abschluss der Arbeit begleitet, unterstützt und motiviert haben bin ich zu größtem Dank verpflichtet. Alle Studierende, Kolleginnen und Kollegen, Freunde und Familie haben mit zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen.

Mein besonderer Dank gilt Matthias Mohr, durch seine Arbeit, sein Wissen und die unzähligen Diskussionen sowie Motivationsgespräche ist die Arbeit erst erfolgreich zum Abschluss gebracht worden.

Hamburg, im August 2020

Björn Gwiasda



# Inhaltsverzeichnis

<b>Vorwort</b>	<b>I</b>
<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>V</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>XI</b>
<b>Kurzfassung</b>	<b>XII</b>
<b>Abstract</b>	<b>XIV</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Auszug aus den bisher durchgeführten Arbeiten zu Inducern . . . . .	2
1.2 Problemstellung und Arbeitshypothesen . . . . .	5
<b>2 Grundlagen</b>	<b>7</b>
2.1 Inducer . . . . .	7
2.1.1 Anwendung und Funktion . . . . .	7
2.1.2 Auslegung . . . . .	10
2.2 Kennzahlen . . . . .	18
2.3 Numerische Strömungsmechanik . . . . .	23
<b>3 Untersuchungsmethodik</b>	<b>25</b>
3.1 Experimenteller Aufbau . . . . .	25
3.1.1 Prüfstand . . . . .	26
3.1.2 Druckmessung . . . . .	29
3.1.3 Anstrichbilder . . . . .	37
3.2 Numerisches Setup . . . . .	38
3.2.1 Netz . . . . .	38
3.2.2 Simulationsmodell . . . . .	44
3.3 Durchführung und Datenerfassung . . . . .	47
3.3.1 Experiment . . . . .	47
3.3.2 Simulation . . . . .	53
3.4 Voruntersuchungen und Fehlerberechnung . . . . .	62
3.4.1 Experiment . . . . .	62
3.4.2 Simulation . . . . .	70
3.5 Grafische Darstellung der Ergebnisse . . . . .	76

<b>4</b>	<b>Grundlegende Ergebnisse</b>	<b>77</b>
4.1	Experiment . . . . .	78
4.1.1	Hydraulische Performance . . . . .	79
4.1.2	Instationärer statischer Druck . . . . .	85
4.1.3	Totaldruck und Strömungswinkel . . . . .	90
4.2	Validierung der Numerik mit dem Experiment . . . . .	99
4.2.1	Instationärer statischer Druck . . . . .	100
4.2.2	Strömungswinkel, Totaldruck und Druckzahl . . . . .	108
4.2.3	Teillast . . . . .	114
4.2.4	Anstrichbilder . . . . .	116
4.2.5	Zusammenfassung . . . . .	132
<b>5</b>	<b>Strömung im Bereich der Nabe</b>	<b>133</b>
5.1	Vergleich mit historischen Untersuchungen . . . . .	134
5.2	Methodik der Analyse . . . . .	145
5.3	Analyse - I1 . . . . .	152
5.4	Analyse - I2 . . . . .	169
5.5	Vergleich . . . . .	187
5.5.1	Betriebspunkte I1 . . . . .	187
5.5.2	Betriebspunkte I2 . . . . .	191
5.5.3	I1 und I2 . . . . .	195
5.6	Antwort auf Hypothese eins (Ablösung) . . . . .	203
<b>6</b>	<b>Axiale Erstreckung</b>	<b>205</b>
6.1	Einfluss auf den Druckaufbau - Vergleich I1 und I1s . . . . .	207
6.2	Einfluss auf den Druckaufbau - Vergleich I2 und I2s . . . . .	211
6.3	Antwort auf Hypothese zwei (Baulänge) . . . . .	215
6.4	Einfluss auf die Strömung im Bereich der Nabe . . . . .	216
6.4.1	Vergleich I1s und I1 . . . . .	217
6.4.2	Vergleich I2s und I2 . . . . .	230
6.4.3	Vergleich I1s und I2s . . . . .	245
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung &amp; Ausblick</b>	<b>247</b>
7.1	Zusammenfassung . . . . .	247
7.2	Ausblick . . . . .	248
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>249</b>
	<b>Nomenklatur</b>	<b>255</b>
	<b>Anhang</b>	<b>260</b>
<b>A</b>	<b>Auswertung Experiment</b>	<b>263</b>
<b>B</b>	<b>Validierung der Simulation</b>	<b>301</b>
<b>C</b>	<b>Einfluss auf Strömung im Bereich der Nabe - Vergleich I1s und I2s</b>	<b>307</b>

# Abbildungsverzeichnis

2.1	Funktion Inducer [LWH19]	9
2.2	Inducer Kavitation [GMB19]	10
2.3	Meridianschnitt Inducer	11
2.4	Schaufeldefinition	11
2.5	Meridianschnitt Inducer mit Rückschnitt	13
2.6	Rückschnitt	13
2.7	Geometrie des Inducers	14
2.8	Winkel Vorderkante Inducer [GMHVB19]	14
2.9	Geometrie Inducer I1 und I2	17
2.10	Druckpulsation - Druckbetrachtung	21
2.11	Druckpulsation - Druckbetrachtung, angepasstes Druckniveau	21
2.12	Definition Strömungswinkel	22
3.1	Hydraulikplan [GMB19]	27
3.2	Prüfstand - IND	28
3.3	Messstrecke - Statische Druckmessung	29
3.4	Messung statischer Druck - Schnitt $P_1$	30
3.5	Messstrecke - Totaldruckmessung	31
3.6	Überblick - Totaldrucksensor	33
3.7	Detailansicht - Totaldrucksensor	33
3.8	Totaldrucksensor - Detail	34
3.9	Messstrecke - Instationäre Druckmessung	35
3.10	Messstrecke - Instationäre Druckmessung Detailansicht	36
3.11	Hydraulikplan - Anstrichbilder	37
3.12	CFD - Überblick	40
3.13	CFD - Einlaufstrecke	41
3.14	CFD - Inducer	42
3.15	CFD - Auslaufstrecke	43
3.16	Simulationsmodell	45
3.17	Auswertung EXP - Totaldruckmessung, Strömungswinkel	49
3.18	Totaldruckmessung, Strömungswinkel	49
3.19	Beispiel Messung Totaldruck	49
3.20	Anstrichbilder - Vor Versuch	52
3.21	Auswertung CFD	53
3.22	Auswertung CFD - Stationäre Simulation	54
3.23	Einschwingvorgang Förderhöhe - Instationäre Simulation	57
3.24	Einschwingvorgang Druck an $P_e$ - Instationäre Simulation	57

3.25	Beispiel Auswertung - Instationäre Simulation . . . . .	58
3.26	Auswertung CFD - Statische Druckmessung . . . . .	59
3.27	Auswertung CFD - Totaldruckmessung . . . . .	60
3.28	Auswertung CFD - Totaldruckmessung, Strömungswinkel . . . . .	60
3.29	Auswertung CFD - Instationäre statische Druckmessung . . . . .	61
3.30	Beispiel Fehlerdarstellung . . . . .	64
3.31	Instationäre Voruntersuchung - 1:100 Umdrehungen . . . . .	65
3.32	Instationäre Voruntersuchung - 100:500:1500 Umdrehungen . . . . .	66
3.33	Instationäre Voruntersuchung - 100 - Fehler . . . . .	67
3.34	Instationäre Voruntersuchung - 500 - Fehler . . . . .	67
3.35	Instationäre Voruntersuchung - 1500 - Fehler . . . . .	68
3.36	Beispiel Anstrichbild [GC18] . . . . .	68
3.37	Verlustmessung . . . . .	69
3.38	Netzstudie I1 . . . . .	71
3.39	Netzstudie I2 . . . . .	72
3.40	Zeitschrittstudie - $\psi_{tot}$ . . . . .	73
3.41	Zeitschrittstudie - $P_e$ . . . . .	73
3.42	Iterationsstudie - $\psi_{tot}$ . . . . .	75
3.43	Iterationsstudie - $P_e$ . . . . .	75
3.44	Darstellung Experimente . . . . .	76
3.45	Darstellung Simulationen . . . . .	76
4.1	Performance n=1500 rpm , EXP   I1 . . . . .	81
4.2	Saugverhalten , EXP   $\varphi_{85}$ , I1 . . . . .	81
4.3	Performance n=1500 rpm , EXP   I1s . . . . .	82
4.4	Saugverhalten , EXP   $\varphi_{85}$ , I1s . . . . .	82
4.5	Performance n=1500 rpm , EXP   I2 . . . . .	83
4.6	Saugverhalten , EXP   $\varphi_{85}$ , I2 . . . . .	83
4.7	Performance n=1500 rpm , EXP   I2s . . . . .	84
4.8	Saugverhalten , EXP   $\varphi_{85}$ , I2s . . . . .	84
4.9	$\Delta P_{RMS}$ für $P_a - P_j$ , EXP   I1 . . . . .	86
4.10	$p'^*$ an $P_d$ über Drehwinkel, EXP   $\varphi_{dp}$ , I1 . . . . .	86
4.11	$\Delta P_{RMS}$ für $P_a - P_j$ , EXP   I1s . . . . .	87
4.12	$p'^*$ an $P_e$ über Drehwinkel , EXP   $\varphi_{dp}$ , I1s . . . . .	87
4.13	$\Delta P_{RMS}$ für $P_a - P_j$ , EXP   I2 . . . . .	88
4.14	$p'^*$ an $P_e$ über Drehwinkel , EXP   $\varphi_{dp}$ , I2 . . . . .	88
4.15	$\Delta P_{RMS}$ für $P_a - P_j$ , EXP   I2s . . . . .	89
4.16	$p'^*$ an $P_g$ über Drehwinkel , EXP   $\varphi_{dp}$ , I2s . . . . .	89
4.17	Totaldruck bei $R_M$ , EXP   $\varphi_{85}$ , I1 . . . . .	91
4.18	Totaldruck bei $R_M$ , EXP   $\varphi_{dp}$ , I1 . . . . .	91
4.19	Totaldruck bei $R_M$ , EXP   $\varphi_{120}$ , I1 . . . . .	92
4.20	Totaldruck bei $R_M$ , EXP   $\varphi_{85}$ , I1s . . . . .	93
4.21	Totaldruck bei $R_M$ , EXP   $\varphi_{dp}$ , I1s . . . . .	93
4.22	Totaldruck bei $R_M$ , EXP   $\varphi_{120}$ , I1s . . . . .	94
4.23	Totaldruck bei $R_M$ , EXP   $\varphi_{85}$ , I2 . . . . .	95
4.24	Totaldruck bei $R_M$ , EXP   $\varphi_{dp}$ , I2 . . . . .	95

4.25	Totaldruck bei $R_M$ , EXP   $\varphi_{120}$ , I2	96
4.26	Totaldruck bei $R_M$ , EXP   $\varphi_{85}$ , I2s	97
4.27	Totaldruck bei $R_M$ , EXP   $\varphi_{dp}$ , I2s	97
4.28	Totaldruck bei $R_M$ , EXP   $\varphi_{120}$ , I2s	98
4.29	$\Delta P_{RMS}$ für $P_a - P_j$ , EXP-SIM   $\varphi_{dp}$ , I1	101
4.30	$\Delta P_{RMS}$ für $P_a - P_j$ , EXP-SIM   $\varphi_{dp}$ , I1s	101
4.31	$\Delta P_{RMS}$ für $P_a - P_j$ , EXP-SIM   $\varphi_{dp}$ , I2	102
4.32	$\Delta P_{RMS}$ für $P_a - P_j$ , EXP-SIM   $\varphi_{dp}$ , I2s	102
4.33	Instationärer Druckverlauf an $P_d$ , EXP-SIM   $\varphi_{dp}$ , I1	103
4.34	Instationärer Druckverlauf an $P_e$ , EXP-SIM   $\varphi_{dp}$ , I1s	104
4.35	Instationärer Druckverlauf an $P_e$ , EXP-SIM   $\varphi_{dp}$ , I2	105
4.36	Instationärer Druckverlauf an $P_g$ , EXP-SIM   $\varphi_{dp}$ , I2s	106
4.37	Frequenzanalyse, EXP-SIM   $\varphi_{dp}$ , I2	107
4.38	Strömungswinkel $\bar{\alpha}(r)$ , EXP-SIM   $\varphi_{dp}$ , I1	109
4.39	Strömungswinkel $\bar{\alpha}(r)$ , EXP-SIM   $\varphi_{dp}$ , I1s	109
4.40	Strömungswinkel $\bar{\alpha}(r)$ , EXP-SIM   $\varphi_{dp}$ , I2	110
4.41	Strömungswinkel $\bar{\alpha}(r)$ , EXP-SIM   $\varphi_{dp}$ , I2s	110
4.42	Totaldruck $\Delta \bar{p}_{tot}^*(r)$ , EXP-SIM   $\varphi_{dp}$ , I1	111
4.43	Totaldruck $\Delta \bar{p}_{tot}^*(r)$ , EXP-SIM   $\varphi_{dp}$ , I1s	111
4.44	Totaldruck $\Delta \bar{p}_{tot}^*(r)$ , EXP-SIM   $\varphi_{dp}$ , I2	112
4.45	Totaldruck $\Delta \bar{p}_{tot}^*(r)$ , EXP-SIM   $\varphi_{dp}$ , I2s	112
4.46	$\bar{\psi}$ , EXP-SIM   $\varphi_{dp}$	113
4.47	$\bar{\psi}$ , EXP-SIM   $\varphi_{85}$	114
4.48	Strömungswinkel $\bar{\alpha}(r)$ , EXP-SIM   $\varphi_{85}$ , I2	115
4.49	Totaldruck $\bar{p}_{tot}^*(r)$ , EXP-SIM   $\varphi_{85}$ , I2	115
4.50	Anstrichbilder Einfluss instationäre Effekte, EXP-SIM   $\varphi_{85}$ , I1	118
4.51	Anstrichbilder Einfluss instationäre Effekte, EXP-SIM   $\varphi_{85}$ , I1s	119
4.52	Anstrichbilder Einfluss instationäre Effekte, EXP-SIM   $\varphi_{85}$ , I2	120
4.53	Anstrichbilder Einfluss instationärer Effekte, EXP-SIM   $\varphi_{85}$ , I2s	121
4.54	Anstrichbilder, EXP-SIM   $\varphi_{85}$ , I1	124
4.55	Anstrichbilder, EXP-SIM   $\varphi_{dp}$ , I1	125
4.56	Anstrichbilder, EXP-SIM   $\varphi_{85}$ , I2	126
4.57	Anstrichbilder, EXP-SIM   $\varphi_{dp}$ , I2	127
4.58	Anstrichbilder, EXP-SIM   $\varphi_{85}$ , I1s	128
4.59	Anstrichbilder, EXP-SIM   $\varphi_{dp}$ , I1s	129
4.60	Anstrichbilder, EXP-SIM   $\varphi_{85}$ , I2s	130
4.61	Anstrichbilder, EXP-SIM   $\varphi_{dp}$ , I2s	131
5.1	Definition der Axen und Richtungen	134
5.2	Teillastwirbel I1	136
5.3	$\epsilon_w$ an Saug- und Druckseite LAK [Lak72]	138
5.4	$\epsilon_w$ an Saug- und Druckseite I1	138
5.5	Strömungstopologie in der Passage, nach [Lak72]	140
5.6	Nabenströmung nach Lakshminarayana [Lak72]	141
5.7	Schnittdarstellung	141
5.8	Strömungstopologie in der Passage, I1	142

5.9	Strömungstopologie an der Nabe , I1 . . . . .	143
5.10	Stromlinien der Ablösung an der Nabe am Beispiel I1 . . . . .	145
5.11	Bereiche an der Schaufel . . . . .	146
5.12	Ebenen zur Darstellung am Beispiel I1 . . . . .	147
5.13	Dargestellte Komponenten in Ebenen 1-6 . . . . .	147
5.14	Geschwindigkeitskomponenten innerhalb der Ebenen 1-6 . . . . .	148
5.15	Stromlinien und Totaldruck an Schaufeln , CFD   $\varphi_{dp}$ , I1 . . . . .	155
5.16	Ebenen , CFD   $\varphi_{dp}$ , I1 . . . . .	156
5.17	$\bar{p}_{tot}^*$ , $\bar{\alpha}$ und $\bar{c}_{ax}$ an E2, CFD   $\varphi_{dp}$ , I1 . . . . .	157
5.18	Stromlinien und Totaldruck an Schaufeln , CFD   $\varphi_{85}$ , I1 . . . . .	161
5.19	Ebenen , CFD   $\varphi_{85}$ , I1 . . . . .	162
5.20	$\bar{p}_{tot}^*$ , $\bar{\alpha}$ und $\bar{c}_{ax}$ an E2, CFD   $\varphi_{85}$ , I1 . . . . .	163
5.21	Stromlinien und Totaldruck an Schaufeln , CFD   $\varphi_{120}$ , I1 . . . . .	166
5.22	Ebenen , CFD   $\varphi_{120}$ , I1 . . . . .	167
5.23	$\bar{p}_{tot}^*$ , $\bar{\alpha}$ und $\bar{c}_{ax}$ an E2, CFD   $\varphi_{120}$ , I1 . . . . .	168
5.24	Stromlinien und Totaldruck an Schaufeln , CFD   $\varphi_{dp}$ , I2 . . . . .	172
5.25	Ebenen , CFD   $\varphi_{dp}$ , I2 . . . . .	173
5.26	$\bar{p}_{tot}^*$ , $\bar{\alpha}$ und $\bar{c}_{ax}$ an E2, CFD   $\varphi_{dp}$ , I2 I1 . . . . .	174
5.27	Stromlinien und Totaldruck an Schaufeln , CFD   $\varphi_{85}$ , I2 . . . . .	178
5.28	Ebenen , CFD   $\varphi_{85}$ , I2 . . . . .	179
5.29	$\bar{p}_{tot}^*$ , $\bar{\alpha}$ und $\bar{c}_{ax}$ an E2, CFD   $\varphi_{85}$ , I2 . . . . .	180
5.30	Stromlinien und Totaldruck an Schaufeln , CFD   $\varphi_{120}$ , I2 . . . . .	184
5.31	Ebenen , CFD   $\varphi_{120}$ , I2 . . . . .	185
5.32	$\bar{p}_{tot}^*$ , $\bar{\alpha}$ und $\bar{c}_{ax}$ an E2, CFD   $\varphi_{120}$ , I2 . . . . .	186
5.33	$\bar{p}_{tot}^*$ , $\bar{\alpha}$ und $\bar{c}_{ax}$ an E2, CFD   $\varphi$ -Vergleich , I1 . . . . .	189
5.34	$\bar{p}_{tot}^*$ , $\bar{\alpha}$ und $\bar{c}_{ax}$ an E2, CFD   $\varphi$ -Vergleich , I2 . . . . .	193
5.35	$\bar{p}_{tot}^*$ , $\bar{\alpha}$ und $\bar{c}_{ax}$ an E2, CFD   $\varphi_{dp}$ , I2 und I1 . . . . .	197
5.36	$\bar{p}_{tot}^*$ , $\bar{\alpha}$ und $\bar{c}_{ax}$ an E2, CFD   $\varphi_{85}$ , I2 und I1 . . . . .	200
5.37	$\bar{p}_{tot}^*$ , $\bar{\alpha}$ und $\bar{c}_{ax}$ an E2, CFD   $\varphi_{120}$ , I2 und I1 . . . . .	202
6.1	Ebenen entlang der axialen Länge . . . . .	206
6.2	Totaldruck entlang axialer Position , CFD   $\varphi_{dp}$ , I1 . . . . .	208
6.3	Totaldruck entlang axialer Position , CFD   $\varphi_{dp}$ , I1s . . . . .	208
6.4	Totaldruck entlang axialer Position , CFD   $\varphi_{85}$ , I1 . . . . .	209
6.5	Totaldruck entlang axialer Position , CFD   $\varphi_{85}$ , I1s . . . . .	209
6.6	Totaldruck entlang axialer Position , CFD   $\varphi_{120}$ , I1 . . . . .	210
6.7	Totaldruck entlang axialer Position , CFD   $\varphi_{120}$ , I1s . . . . .	210
6.8	Totaldruck entlang axialer Position , CFD   $\varphi_{dp}$ , I2 . . . . .	212
6.9	Totaldruck entlang axialer Position , CFD   $\varphi_{dp}$ , I2s . . . . .	212
6.10	Totaldruck entlang axialer Position , CFD   $\varphi_{85}$ , I2 . . . . .	213
6.11	Totaldruck entlang axialer Position , CFD   $\varphi_{85}$ , I2s . . . . .	213
6.12	Totaldruck entlang axialer Position , CFD   $\varphi_{120}$ , I2 . . . . .	214
6.13	Totaldruck entlang axialer Position , CFD   $\varphi_{120}$ , I2s . . . . .	214
6.14	Ebenen zur Darstellung am Beispiel I2s . . . . .	216
6.15	Stromlinien und Totaldruck an Schaufeln , CFD   $\varphi_{dp}$ , I1s . . . . .	218
6.16	Ebenen , CFD   $\varphi_{dp}$ , I1s . . . . .	219



6.17	$\bar{p}_{tot}^*$ , $\bar{\alpha}$ und $\bar{c}_{ax}$ an E2, CFD   $\varphi_{dp}$ , I1 I1s	220
6.18	Stromlinien und Totaldruck an Schaufeln, CFD   $\varphi_{85}$ , I1s	222
6.19	Ebenen, CFD   $\varphi_{85}$ , I1s	223
6.20	$\bar{p}_{tot}^*$ , $\bar{\alpha}$ und $\bar{c}_{ax}$ an E2, CFD   $\varphi_{85}$ , I1 I1s	224
6.21	Stromlinien und Totaldruck an Schaufeln, CFD   $\varphi_{120}$ , I1s	226
6.22	Ebenen, CFD   $\varphi_{120}$ , I1s	227
6.23	$\bar{p}_{tot}^*$ , $\bar{\alpha}$ und $\bar{c}_{ax}$ an E2, CFD   $\varphi_{120}$ , I1 I1s	228
6.24	Stromlinien und Totaldruck an Schaufeln, CFD   $\varphi_{dp}$ , I2s	232
6.25	Ebenen, CFD   $\varphi_{dp}$ , I2s	233
6.26	$\bar{p}_{tot}^*$ , $\bar{\alpha}$ und $\bar{c}_{ax}$ an E2, CFD   $\varphi_{dp}$ , I2 I2s	234
6.27	Stromlinien und Totaldruck an Schaufeln, CFD   $\varphi_{85}$ , I2s	237
6.28	Ebenen, CFD   $\varphi_{85}$ , I2s	238
6.29	$\bar{p}_{tot}^*$ , $\bar{\alpha}$ und $\bar{c}_{ax}$ an E2, CFD   $\varphi_{85}$ , I2 I2s	239
6.30	Stromlinien und Totaldruck an Schaufeln, CFD   $\varphi_{120}$ , I2s	242
6.31	Ebenen, CFD   $\varphi_{120}$ , I2s	243
6.32	$\bar{p}_{tot}^*$ , $\bar{\alpha}$ und $\bar{c}_{ax}$ an E2, CFD   $\varphi_{120}$ , I2 I2s	244
A.1	Totaldruck bei $R_{S-5}$ , EXP   $\varphi_{85}$ , I1	263
A.2	Totaldruck bei $R_{MS}$ , EXP   $\varphi_{85}$ , I1	264
A.3	Totaldruck bei $R_{HM}$ , EXP   $\varphi_{85}$ , I1	264
A.4	Totaldruck bei $R_{H+5}$ , EXP   $\varphi_{85}$ , I1	265
A.5	Totaldruck bei $R_{S-5}$ , EXP   $\varphi_{dp}$ , I1	265
A.6	Totaldruck bei $R_{MS}$ , EXP   $\varphi_{dp}$ , I1	266
A.7	Totaldruck bei $R_{HM}$ , EXP   $\varphi_{dp}$ , I1	266
A.8	Totaldruck bei $R_{H+5}$ , EXP   $\varphi_{dp}$ , I1	267
A.9	Totaldruck bei $R_{S-5}$ , EXP   $\varphi_{120}$ , I1	267
A.10	Totaldruck bei $R_{MS}$ , EXP   $\varphi_{120}$ , I1	268
A.11	Totaldruck bei $R_{HM}$ , EXP   $\varphi_{120}$ , I1	268
A.12	Totaldruck bei $R_{H+5}$ , EXP   $\varphi_{120}$ , I1	269
A.13	Totaldruck bei $R_{S-5}$ , EXP   $\varphi_{85}$ , I1s	270
A.14	Totaldruck bei $R_{MS}$ , EXP   $\varphi_{85}$ , I1s	270
A.15	Totaldruck bei $R_{HM}$ , EXP   $\varphi_{85}$ , I1s	271
A.16	Totaldruck bei $R_{H+5}$ , EXP   $\varphi_{85}$ , I1s	271
A.17	Totaldruck bei $R_{S-5}$ , EXP   $\varphi_{dp}$ , I1s	272
A.18	Totaldruck bei $R_{MS}$ , EXP   $\varphi_{dp}$ , I1s	272
A.19	Totaldruck bei $R_{HM}$ , EXP   $\varphi_{dp}$ , I1s	273
A.20	Totaldruck bei $R_{H+5}$ , EXP   $\varphi_{dp}$ , I1s	273
A.21	Totaldruck bei $R_{S-5}$ , EXP   $\varphi_{120}$ , I1s	274
A.22	Totaldruck bei $R_{MS}$ , EXP   $\varphi_{120}$ , I1s	274
A.23	Totaldruck bei $R_{HM}$ , EXP   $\varphi_{120}$ , I1s	275
A.24	Totaldruck bei $R_{H+5}$ , EXP   $\varphi_{120}$ , I1s	275
A.25	Totaldruck bei $R_{S-5}$ , EXP   $\varphi_{85}$ , I2	276
A.26	Totaldruck bei $R_{MS}$ , EXP   $\varphi_{85}$ , I2	276
A.27	Totaldruck bei $R_{HM}$ , EXP   $\varphi_{85}$ , I2	277
A.28	Totaldruck bei $R_{H+5}$ , EXP   $\varphi_{85}$ , I2	277
A.29	Totaldruck bei $R_{S-5}$ , EXP   $\varphi_{dp}$ , I2	278

A.30	Totaldruck bei $R_{MS}$ , EXP	$\varphi_{dp}$ , I2	278
A.31	Totaldruck bei $R_{HM}$ , EXP	$\varphi_{dp}$ , I2	279
A.32	Totaldruck bei $R_{H+5}$ , EXP	$\varphi_{dp}$ , I2	279
A.33	Totaldruck bei $R_{S-5}$ , EXP	$\varphi_{120}$ , I2	280
A.34	Totaldruck bei $R_{MS}$ , EXP	$\varphi_{120}$ , I2	280
A.35	Totaldruck bei $R_{HM}$ , EXP	$\varphi_{120}$ , I2	281
A.36	Totaldruck bei $R_{H+5}$ , EXP	$\varphi_{120}$ , I2	281
A.37	Totaldruck bei $R_{S-5}$ , EXP	$\varphi_{85}$ , I2s	282
A.38	Totaldruck bei $R_{MS}$ , EXP	$\varphi_{85}$ , I2s	282
A.39	Totaldruck bei $R_{HM}$ , EXP	$\varphi_{85}$ , I2s	283
A.40	Totaldruck bei $R_{H+5}$ , EXP	$\varphi_{85}$ , I2s	283
A.41	Totaldruck bei $R_{S-5}$ , EXP	$\varphi_{dp}$ , I2s	284
A.42	Totaldruck bei $R_{MS}$ , EXP	$\varphi_{dp}$ , I2s	284
A.43	Totaldruck bei $R_{HM}$ , EXP	$\varphi_{dp}$ , I2s	285
A.44	Totaldruck bei $R_{H+5}$ , EXP	$\varphi_{dp}$ , I2s	285
A.45	Totaldruck bei $R_{S-5}$ , EXP	$\varphi_{120}$ , I2s	286
A.46	Totaldruck bei $R_{MS}$ , EXP	$\varphi_{120}$ , I2s	286
A.47	Totaldruck bei $R_{HM}$ , EXP	$\varphi_{120}$ , I2s	287
A.48	Totaldruck bei $R_{H+5}$ , EXP	$\varphi_{120}$ , I2s	287
A.49	Anstrichbilder Schaufelpassagen, EXP	$\varphi_{85}$ , I1	289
A.50	Anstrichbilder Schaufelpassagen, EXP	$\varphi_{dp}$ , I1	290
A.51	Anstrichbilder Schaufelpassagen, EXP	$\varphi_{120}$ , I1	291
A.52	Anstrichbilder Schaufelpassagen, EXP	$\varphi_{85}$ , I2	292
A.53	Anstrichbilder Schaufelpassagen, EXP	$\varphi_{dp}$ , I2	293
A.54	Anstrichbilder Schaufelpassagen, EXP	$\varphi_{120}$ , I2	294
A.55	Anstrichbilder Schaufelpassagen, EXP	$\varphi_{85}$ , I1s	295
A.56	Anstrichbilder Schaufelpassagen, EXP	$\varphi_{dp}$ , I1s	296
A.57	Anstrichbilder Schaufelpassagen, EXP	$\varphi_{120}$ , I1s	297
A.58	Anstrichbilder Schaufelpassagen, EXP	$\varphi_{85}$ , I2s	298
A.59	Anstrichbilder Schaufelpassagen, EXP	$\varphi_{dp}$ , I2s	299
A.60	Anstrichbilder Schaufelpassagen, EXP	$\varphi_{120}$ , I2s	300
B.1	Anstrichbilder, EXP-SIM	$\varphi_{120}$ , I1	302
B.2	Anstrichbilder, EXP-SIM	$\varphi_{120}$ , I2	303
B.3	Anstrichbilder, EXP-SIM	$\varphi_{120}$ , I1s	304
B.4	Anstrichbilder, EXP-SIM	$\varphi_{120}$ , I2s	305
C.1	$\bar{p}_{tot}^*$ , $\bar{\alpha}$ und $\bar{c}_{ax}$ an E2, CFD	$\varphi$ -Vergleich, I1s	308
C.2	$\bar{p}_{tot}^*$ , $\bar{\alpha}$ und $\bar{c}_{ax}$ an E2, CFD	$\varphi$ -Vergleich, I2s	309
C.3	$\bar{p}_{tot}^*$ , $\bar{\alpha}$ und $\bar{c}_{ax}$ an E2, CFD	$\varphi_{dp}$ , I2s und I1s	310
C.4	$\bar{p}_{tot}^*$ , $\bar{\alpha}$ und $\bar{c}_{ax}$ an E2, CFD	$\varphi_{85}$ , I2s und I1s	311
C.5	$\bar{p}_{tot}^*$ , $\bar{\alpha}$ und $\bar{c}_{ax}$ an E2, CFD	$\varphi_{120}$ , I2s und I1s	312

# Tabellenverzeichnis

2.1	Auslegung Inducer - Maschinenendaten . . . . .	15
2.2	Auslegung Inducer - Auslegungskennzahlen . . . . .	15
2.3	Auslegung Inducer - Geometrische Vorgaben . . . . .	16
2.4	Ausgelegte Inducer I1 und I1s . . . . .	17
2.5	Ausgelegte Inducer I2 und I2s . . . . .	18
3.1	Sensoren . . . . .	27
3.2	Statische Druckmessung - Abmaße . . . . .	30
3.3	Sensoren - Druckzahl . . . . .	31
3.4	Instationäre Druckmessung - Abmaße . . . . .	36
3.5	Drucktransmitter - Keller . . . . .	36
3.6	Elementanzahl, Simulationsmodell . . . . .	40
3.7	Simulation allgemein - Randbedingungen . . . . .	44
3.8	Untersuchte Volumenströme der stationären Druckmessung . . . . .	47
3.9	Messung zur Bestimmung $P_{tot}$ - Radiale Positionen . . . . .	50
3.10	Instationäre Simulationen - Einschwingvorgang . . . . .	56
3.11	Netzstudie . . . . .	71
3.12	Zeitschrittstudie - $\psi_{tot}$ . . . . .	72
3.13	Zeitschrittstudie - $P_e$ . . . . .	74
3.14	Iterationsstudie - $P_e$ . . . . .	74
3.15	Iterationsstudie - $\psi_{tot}$ . . . . .	74
4.1	$\sigma_c$ bei einem Abfall der Druckzahl um 10% - Saugfähigkeit . . . . .	80
4.2	Gemessener Strömungswinkel $\alpha$ bei maximalem Druck $\Delta p_{max}^*$   I1 . . . . .	92
4.3	Gemessener Strömungswinkel $\alpha$ bei maximalem Druck $\Delta p_{max}^*$   I1s . . . . .	94
4.4	Gemessener Strömungswinkel $\alpha$ bei maximalem Druck $\Delta p_{max}^*$   I2 . . . . .	96
4.5	Gemessener Strömungswinkel $\alpha$ bei maximalem Druck $\Delta p_{max}^*$   I2s . . . . .	98
5.1	Vergleich mit Inducer von Lakshminarayana . . . . .	135
6.1	Axiale Länge der Inducer . . . . .	205
6.2	Totaldruck entlang axialer Position , CFD   I1 I1s . . . . .	207
6.3	Totaldruck entlang axialer Position , CFD   I2 I2s . . . . .	211



# Kurzfassung

Zur Reduktion von Kavitation am Eintritt des Laufrades einer Strömungsmaschine finden häufig Inducer Anwendung. Hierbei handelt es sich um ein axiales Laufrad, bei dem nur ein minimaler Druckaufbau stattfindet. Inducer sind Gegenstand der hier vorliegenden Forschungsfragen. Basierend auf der zurzeit verfügbaren Literatur sind zwei Arbeitshypothesen aufgestellt und untersucht. Die Hypothesen lauten wie folgt:

- 1) Die Strömung im Bereich der Nabe ist abgelöst.
- 2) Die axiale Länge der Inducer kann verringert werden.

Die detaillierte Untersuchung der Hypothesen erfolgt durch instationäre Simulationen, durchgeführt mit Ansys CFX in der Version 17.2. Gelöst werden hier die Reynolds-gemittelten Navier-Stokes-Gleichungen. Um relevante Sekundärströmungseffekte erfassen zu können, wird für die Modellierung des Reynolds-Spannungs-Tensors der RANS Gleichungen ein Reynolds-Spannungs-Modell verwendet. Hiermit ist eine detailliertere Modellierung physikalischer Effekte möglich. Um die wandnahen Effekte der Strömungsablösung durch eine Strömungssimulation geeignet abbilden zu können, wird auf eine passende Auflösung des Bereichs der Grenzschicht geachtet. Zur Reduzierung der Fehler die sich aus der numerischen Abbildung der realen Strömungszustände ergeben sind Voruntersuchungen bei den Simulationen durchgeführt. Validiert werden die so generierten numerischen Ergebnisse mittels instationärer und stationärer Messungen des statischen Drucks, des Totaldrucks und des Strömungswinkels. Anstrichbilder basierend auf Ölfarbe ermöglichen es die Stromlinien auf der Wand zu validieren und somit Ablösung an der Nabe numerisch plausibel darzustellen. Somit ist sichergestellt, dass die numerischen Ergebnisse die realen Strömungszustände bestmöglich abbilden. Alle Untersuchungen erfolgen ohne den Einfluss von Kavitation und für Inducer mit unterschiedlich gestalteten Vorderkanten der Schaufeln. Grundlagenwissen über die Strömung an der Nabe, die entstehenden Verluste und den Einfluss auf die Strömungszustände in der Auslaufstrecke liegt somit vor.

Basierend auf diesen Ergebnissen können weitere Untersuchungen erfolgen, um die Verluste zu reduzieren und die Verteilung von Druck, Geschwindigkeit und Winkel entlang der radialen Position in der Auslaufstrecke des Inducers homogener zu gestalten. Die axiale Baulänge und deren mögliche Reduktion sind unmittelbar mit einer Einsparung von Bauraum und Kosten verbunden. Basierend auf den hier generierten Grundlagen ist ein Ansatz zur korrekten Dimensionierung der axialen Länge bzw. des Umschlingungswinkels gegeben.



# Abstract

To reduce cavitation at the inlet of a pump impeller an inducer is often used. Inducers are axial flow impeller which are designed to generate minimal pressure. Inducers are object of the research done in this work. Based on the available literature two working hypotheses are formulated and examined.

- 1) The flow near the hub is detached.
- 2) The axial length of an inducer can be reduced.

A detailed investigation of the hypotheses are performed with the help of unsteady simulations, using Ansys CFX in Version 17.2. The Reynolds-averaged-Navier-Stokes-Equations are solved in this case. To capture secondary flow effects a Reynolds stress model is used for the approximation of the Reynolds stress tensor. Thereby a detailed modelling of the physical effects are possible. To depict the flow near the wall appropriate a convenient resolution for the boundary layer is used. To minimize the uncertainty of the numerical solution of the real flow conditions pre investigations are performed. A validation of the simulation results are realized with the help of transient measurement of the static and total pressure as well as the flow angles. Oilpainting pictures enable a plausible validation of the numerical flow patterns on the hub. As a consequence it is made sure that the numerical results depict the real flow conditions optimal. All investigations are performed for non cavitating conditions and different designs for the leading edge. Basic knowledge of the flow near the hub, the resulting losses und the influence on the flow after the exit of the inducer are available with this.

Based on this results further investigations can be performed to minimize the losses and to optimize the distribution of the flow after the exit. The axial length and the possible reduction result immediate in a reduction of the cost and weight of the inducer. An approach for the correct dimension of the axial length is given.





# 1 Einleitung

Inducer finden dort Anwendung, wo Kavitation Strömungsmaschinen negativ beeinflusst und in ihrer Funktion einschränkt. Kavitation kann beispielsweise als Resultat von hohen Umfangsgeschwindigkeiten des Laufrades einer Strömungsmaschine entstehen. Hier kommt es lokal zu Geschwindigkeitsüberhöhungen und einer daraus resultierenden Absenkung des statischen Drucks unter den Dampfdruck des Fördermediums. Ähnliche Effekte ergeben sich durch hohe Strömungsgeschwindigkeiten und die damit verbundenen kleinen statischen Drücke, die aus einem hohen Durchsatz resultieren. Auch durch einen hohen Dampfdruck des Fördermediums, der schnell unterschritten wird, kann Kavitation entstehen. Auch eine Kombination der beschriebenen Beispiele führt zu einer erhöhten Kavitationsgefahr bei Strömungsmaschinen. Beispielhaft sind die folgenden Strömungsmaschinen und Anwendungen prädestiniert für den Einsatz eines Inducers, da hier kavitierende Strömung gehäuft auftritt:

Kreiselpumpen in der chemischen Industrie für Fördermedien mit hohen Dampfdrücken; Wasserjetantriebe: Aus dem reduzierten Bauraum und den damit verbundenen geometrischen Einschränkungen bei der Auslegung des Laufrades der Strömungsmaschine ergeben sich hohe Drehzahlen. Eine Kombination aller aufgeführten kavitationsfördernder Beispiele ergibt sich bei Treibstoffpumpen in Raketentriebwerken. Diese neigen aufgrund der durch geometrische Restriktionen bedingten hohen Drehzahlen, des hohen Dampfdrucks des zu fördernden flüssigen Treibstoffes und des hohen Durchsatzes zu Kavitation.

Kavitation und die mit der Phasenänderung einhergehende Änderung der Dichte bzw. des Volumens führt durch die Störung der Strömung zu einer eingeschränkten Funktion der Strömungsmaschine, da eine schaufelkongruente Strömung nicht vorliegt. Des Weiteren kommt es zusätzlich zu einer mechanischen Beschädigung des Pumpenlaufrades durch den Wechsel von der Gas- in die Flüssigphase in Bereichen mit einem steigenden statischen Druck. Die Implosion der Gasphase führt zu abrasiven Effekten an der Schaufeloberfläche und einer Erhöhung der thermischen Energie. Zur Vermeidung von Kavitation am Hauptlaufrad der Strömungsmaschine werden Vorsatzläufer bzw. Inducer eingesetzt. Große Staffelungswinkel und Überdeckungen charakterisieren den Inducer. Die sich daraus ergebenden langen und breiten Schaufelpassagen ermöglichen es, die Gasphase der kavitierenden Strömung langsam und schonend in die Flüssigphase zu überführen. Der Inducer selbst erhöht den Druck des Fördermediums nur gering, um ein kavitationsfreies Medium beim Eintritt in das nachgeschaltete Hauptlaufrad der kompletten Strömungsmaschine sicherzustellen. Die hauptsächliche Druckerhöhung der Strömungsmaschine erfolgt durch das Hauptlaufrad. [Lak96]

## 1.1 Auszug aus den bisher durchgeführten Arbeiten zu Inducern

Wegen der Vielzahl der Veröffentlichungen, die sich mit Inducern beschäftigen, wird im Folgenden nur ein Überblick zu den bisher durchgeführten Arbeiten seit den 1950er Jahren gegeben. Es erfolgt zusätzlich eine Fokussierung bei der Recherche auf die Strömung im Bereich der Nabe. Angesichts der Fülle der zur Verfügung stehenden Quellen erhebt die hier vorliegende Auflistung keinen Anspruch auf Vollständigkeit. Die wichtigsten Grundlagen und Methodiken werden hier allerdings bestmöglich recherchiert.

Unterteilt ist die Zusammenfassung der zur Verfügung stehenden Literatur in drei Bereiche:

Die allgemeinen und grundlegenden Untersuchungen zu Inducern; Untersuchungen der Strömungstopologien und der Sekundärströmung innerhalb der Schaufelpassagen, an der Nabe, eines Inducers; Die grundlegende Literatur nach 1990 aus dem Bereich der Strömungsmaschinen, in der auch Inducer ausführlich beschrieben werden. Eine detaillierte Angabe der in dieser Arbeit verwendeten Literatur bei der Auslegung der Inducer erfolgt zudem in Kapitel 2.1.2.

### Allgemein

Im Jahr 1957 untersuchte Carpenter [Car57] die Performance eines helixförmigen axialen Inducers mit Wasser als Fördermedium. Alle Untersuchungen wurden für kavitierende und nicht kavitierende Strömungszustände durchgeführt. Mittels dieser Arbeit ist es möglich, die allgemeinen und für die Praxis notwendigen Betriebsbedingungen zu analysieren. Eine Detailuntersuchung der Strömungszustände innerhalb der Schaufelpassage des Inducers wurde nicht durchgeführt.

In der Arbeit von Cooper und Bosch [CB66] werden 1966 theoretisch die dreidimensionalen Strömungszustände eines Inducers und seine Performance untersucht. Nichtlineare Differentialgleichungen werden mittels der finiten Differenzenmethode betrachtet und es wurde eine Methode entwickelt, um schnell die Performance eines Inducers ermitteln zu können. Auch hier erfolgt kein Fokus auf die detaillierten Strömungszustände innerhalb der Schaufelpassagen.

Jakobsen legte 1971 [Jak71] eine grundlegende Arbeit bezüglich der Auslegung von Inducern vor. Das Ergebnis sind Richtlinien, die auch heute noch Anwendung finden.

Weitere Untersuchungen zu Inducern wurden verstärkt von Lakshminarayana et al. durchgeführt. Im Folgenden werden die Arbeiten von 1973 bis 1982 zusammengefasst.

In einer Arbeit von 1973 [Lak73] wird die Strömung durch die Schaufelpassage experimentell für einen rotierenden Inducer untersucht und ausführlich beschrieben,

wobei Luft Arbeitsmedium verwendet wird. Darauf aufbauend sind 1975 [LG75] theoretische Ansätze entwickelt worden, um die reale Strömung durch Inducer zu beschreiben. Die entwickelten theoretischen Ansätze werden durch die vorhergegangenen experimentellen Untersuchungen validiert. Für die theoretischen Ansätze wird auch auf die genannte Arbeit von Cooper und Bosch zurückgegriffen.

1981 [Lak81] erfolgte eine ausführliche experimentelle und theoretische Untersuchung an einem Inducer für Raketentriebwerke, basierend auf den vorherigen erarbeiteten Erkenntnissen.

Eine wichtige Arbeit von Lakshminarayana aus dem Jahr 1982 [Lak82] fast die bis zu diesem Zeitpunkt entstandenen experimentellen und analytischen Arbeiten zu Inducern zusammen.

### **Strömungen innerhalb der Schaufelpassage**

Eine gesonderte Betrachtung der Strömungszustände innerhalb eines Inducers ist wichtig für das Verständnis der detaillierten Strömungsmechanismen. Allgemeine Untersuchungen der Strömungen bei Inducern und erste Ansätze bei einer Fokussierung auf die Strömung innerhalb der Schaufelpassage wurden bereits aufgezeigt. 1954 und 1955 wurde in der Arbeit von Hawthorne [Haw55] sowie der Arbeit von Herziger et al. [HHC54] die Sekundärströmung in Turbomaschinen untersucht. Die experimentellen und theoretischen Ergebnisse sind für ein fundiertes Verständnis der Strömung innerhalb des Laufrades einer rotierenden Strömungsmaschine essenziell. Deshalb sind diese Arbeiten auch Grundlage für viele der folgenden Veröffentlichungen.

Auch bei der Untersuchung der Strömung innerhalb der Schaufelpassage sind Arbeiten von Lakshminarayana et al. hervorzuheben. Für die Jahre 1963 bis 1973 werden ausgewählte Veröffentlichungen aufgeführt. 1963 werden in [LH63] die Sekundärströmungen bei Inducern durch empirische bzw. semiempirische Ansätze beschrieben. Eine detaillierte Untersuchung des Einflusses der Sekundärströmung und der Leckageströmungen auf den Auftrieb, den Widerstand und die Strömungswinkel wurde 1969 [LH67] experimentell durchgeführt. Zwei Jahre später erfolgt in [Lak69] eine detaillierte Analyse und erneute experimentelle Untersuchung der Sekundärströmungseffekte und ihrer Bewegung innerhalb des Strömungskanals. Auf der Basis dieser Untersuchungen wurde 1973 in [HL73] die Sekundärströmung in Turbomaschinen näher untersucht.

1972 [Lak72] wurde die für diese Arbeit wichtigste Quelle identifiziert. In dieser Arbeit erfolgt eine Fokussierung auf die Visualisierung der Strömung innerhalb der Schaufelpassage durch Experimente. Untersucht wird einen aerodynamisch ausgelegter Inducer mit Luft als Arbeitsmedium. Die Erkenntnisse, die hier erschlossen wurden, sind von großem Nutzen für das Verständnis der Strömung bei Inducern. Aufbauend auf den Ergebnissen und Untersuchungen in [Lak72] erfolgt 1974 [Lak74] eine detaillierte experimentelle und zusätzlich analytische Untersuchung der Strömung durch Inducer für Raketentreibstoffpumpen. Ein weiteres Beispiel, das die

Erkenntnisse von [Lak72] nutzt, ist die Ausarbeitung von Janigro et al. [Jf73]. Hier wurde der Fortschritt der Forschung im Bereich der Pumpen und Inducer beschrieben.

Eine detaillierte Untersuchung der Strömung an der Nabe und mit Wasser als Arbeitsmedium wurde zwar in [BABC93] experimentell durchgeführt, allerdings werden die Folgen der Ablösung und die Details bei der Entstehung hier nur rudimentär behandelt. Es ist festzuhalten, dass experimentelle Strömungsvisualisierungen bei Inducern zu einem großen Teil mit Luft als Arbeitsmedium durchgeführt wurden. Besonders die essentielle Arbeit von Lakshminarayana 1972 [Lak72] nutzt das Arbeitsmedium Luft.

Acosta [Aco92] fasst die Arbeiten und Erkenntnisse zu Inducern bis 1992 zusammen. Hier werden viele der bisher aufgeführten Quellen genannt. Noch offene Fragen beziehen sich auf eine detaillierte Untersuchung und Darstellung der Strömung im Bereich der Nabe für ein anderes Arbeitsmedium als Luft. Mittels numerisch generierter Daten ist eine detaillierte Untersuchung der Strömung im Bereich der Nabe möglich. Eine solche Untersuchung wird hier angestrebt und soll mit umfangreichen experimentellen Versuchen validiert werden.

## Grundlegende Literatur

Grundlegende Literatur aus dem Bereich der Strömungsmaschinen und ihrer Auslegung nach 1990 umfasst auch die Auslegung und die Grundlagen von und zu Inducern. Hervorzuheben sind die Arbeiten von Brennen [Bre94] und Lakshminarayana [Lak96] sowie von Japikse [JMF97] und [Jap01].

Ein Detail bei der Auslegung der Inducer ist hier besonders auffällig. Die axiale Baulänge ist ein Resultat des Umschlingungswinkels und dieser wird z.B. von [Lak96] mit  $300^\circ$ - $360^\circ$  definiert. Mit dieser Arbeit soll grundlegend untersucht werden, ob der Umschlingungswinkel bzw. die axiale Baulänge exakter definiert werden kann. Durch eine Reduktion der Baulänge ist es möglich, Kosten, Gewicht und Bauraum einzusparen.

## 1.2 Problemstellung und Arbeitshypothesen

Zwei Arbeitshypothesen lassen sich auf Basis der Zusammenfassung der verfügbaren Literatur formulieren. Diese lauten wie folgt:

### 1) Die Strömung im Bereich der Nabe ist abgelöst.

Die Ablösung verursacht vergleichsweise große Verluste. Diese führen zu einer Störung bei der Verteilung des Drucks, bei der axialen Geschwindigkeit und beim Strömungswinkel in der Schaufelpassage und am Austritt des Inducers. Die Strömungszustände am Austritt des Inducers sind entscheidend, da einem Inducer oftmals ein weiteres Pumpenlaufrad nachgeschaltet wird. Durch Untersuchungen sollen die Strömungseffekte nahe der Nabe in der Schaufelpassage detailliert beschrieben und ihre Auswirkungen auf die Strömung im Auslauf aufgezeigt werden.

### 2) Die axiale Länge der Inducer kann verringert werden.

Die Auslegungsrichtlinien zur Dimensionierung der axialen Länge des Inducers ergeben eine ausgeprägte Länge des Inducers. Mittels Untersuchungen soll gezeigt werden, dass diese reduziert werden kann ohne den maximalen Druck zu verringern.

Die Untersuchung der Hypothesen erfolgt durch instationäre numerische Strömungssimulationen, die eine detaillierte Untersuchung und Darstellung der Strömung innerhalb der Schaufelpassage ermöglichen. Der Einfluss des Betriebspunktes wird neben der Betrachtung des Auslegungspunktes durch Untersuchungen bei Teillast und Überlast berücksichtigt. Auch der Einfluss der Gestaltung der Vorderkante der Schaufeln wird bei der Beantwortung der Arbeitshypothesen einbezogen. Um die Plausibilität der Ergebnisse sicherzustellen, erfolgt eine Validierung der numerischen Untersuchungen mittels experimenteller Ergebnisse. Alle Untersuchungen (numerisch und experimentell) erfolgen unter Ausschluss von Kavitation, um grundlegende Kenntnisse der Strömungsvorgänge zu erlangen.



## 2 Grundlagen

Im Folgenden werden die Grundlagen zu Inducern und die verwendeten Kennzahlen für Ihre Beurteilung beschrieben. Um die Arbeitshypothesen detailliert zu untersuchen, basieren diese auf numerischen Methoden der Strömungsmechanik. Eine kurze Zusammenfassung zur zugrunde liegenden Methodik ist hier aufgeführt. Für eine vollständige Beschreibung der komplexen Thematik sind Literaturquellen aufgeführt, in denen ein umfassender theoretischer Hintergrund vorhanden ist.

### 2.1 Inducer

Grundlage für die hier aufgestellten Arbeitshypothesen und Forschungsfragen sind rein axial arbeitende Inducer. Die Untersuchungen werden für vier Inducer durchgeführt. Inducer I1 und I2 unterscheiden sich in der Gestaltung der Vorderkante. Die Auslegung von I1 basiert auf einer geraden Schaufelvorderkante, bei Inducer I2 findet eine zurückgeschnittene Schaufelvorderkante Anwendung. Der Einfluss der axialen Baulänge wird mit zwei verkürzten Versionen von I1 und I2 analysiert, gekennzeichnet mit I1s und I2s.

#### 2.1.1 Anwendung und Funktion

Inducer werden eingesetzt, um den  $NPSH_R$ -Wert einer Pumpe zu reduzieren. Zur Bewertung des Saugverhaltens einer Pumpe ist der  $NPSH_R$ -Wert eine wichtige Beurteilungsgröße. Dieser Wert ist, gegeben mit Formel 2.5, der Abstand des Totaldrucks zum Dampfdruck des Fördermediums bei dem aufgrund von einsetzender Kavitation die Förderhöhe um einen definierten Prozentsatz reduziert wird. Obgleich der global vorliegende statische Druck am Eintritt des Pumpenlaufrades über dem Dampfdruck liegt, kann es aufgrund von einer lokalen Erhöhung im dynamischen Druck gleichbedeutend einer Geschwindigkeitserhöhungen zu einem Abfall des statischen Drucks unter den Dampfdruck kommen. Diese Geschwindigkeitssteigerung ist vorrangig am Eintritt in das rotierende Pumpenlaufrad und bei der damit verbundenen Beschleunigung der Strömung möglich. Die druckerhöhende Funktion der Hydraulik beruht auf einer nahezu schaufelkongruenten Strömung.

Die entstehende Kavitation, der einsetzende Phasenübergang und die damit verbundene Änderung im Volumen des Fluides, führen zur Störung der Strömung. Das Fluid kann der gegebenen Schaufelkontur der Hydraulik nicht mehr exakt folgen. Die Druckerhöhung der Hydraulik wird somit vermindert. [Hel09]

Inducer finden in Pumpen Anwendung bei denen ein niedriger  $NPSH_R$ -Wert gefordert wird. Hier soll der Abstand zwischen Total- und Dampfdruck möglichst gering sein bis Kavitation die Funktion der Hydraulik negativ beeinflusst. Ein schon aufgeführter Anwendungsfall mit begrenztem Bauraum, hohen Drehzahlen und mit hohen zu fördernden Massenströmen sind Turbopumpen zur Förderung von Treibstoff in Raketentriebwerken.

Anhand einer Turbopumpe wird die Funktion eines Inducers im Folgenden näher erläutert. Abbildung 2.1 zeigt eine Turbopumpenstufe. Rot markiert ist der hier interessierende Teil der Pumpe. Blau markiert ist die Turbine zum Antrieb der Pumpe. Der  $NPSH_R$ -Wert einer Pumpe ist nach der Definition mit einer Reduktion der Druckerhöhung verbunden. Zur Reduzierung des  $NPSH_R$ -Wertes ist es notwendig den Funktionsverlust der Pumpenhydraulik durch Kavitation zu verzögern und die Druckerhöhung zu erhalten. Das für die Druckerhöhung einer Turbopumpe ausgelegte und hauptverantwortliche Bauteil ist das Laufrad (Abbildung 2.1). Mit ihm wird der Druck generiert, der für die Funktion der Rakete notwendig ist. Der Inducer ist dem Laufrad vorgeschaltet. Die Druckerhöhung des Inducers fällt im Vergleich zum Laufrad nur minimal aus.

Zur Erläuterung der Funktion eines Inducers wird die Turbopumpe nachfolgend ohne und mit Inducer betrachtet. Fiktiv wird der erforderliche  $NPSH_R$ -Wert der kompletten Turbopumpe bei einer Reduktion der Förderhöhe um 5% festgelegt.

$$H_{NPSH_R} / H_{Kavitationsfrei} = 0,95.$$

#### Ohne Inducer (OI)

Aufgrund der hohen Drehzahl, der damit verbundenen Schaufelgeschwindigkeit des Laufrades und des hohen Massenstroms kommt es am Eintritt des Laufrades bei hohen  $NPSH$ -Werten zu Kavitation und zum Verlust der hydraulischen Funktion des Laufrades. Der  $NPSH_R$ -Wert ist dementsprechend groß.

#### Mit Inducer (MI)

Der Inducer erhöht den Druck am Eintritt des Laufrades, im Bereich „Inducer-Laufrad“ in Abbildung 2.1. Ein Abfall des statischen Drucks unter den Dampfdruck, die einsetzende Kavitation und der Verlust der hydraulischen Funktion des Laufrades erfolgen somit bei kleineren  $NPSH$ -Werten. Der  $NPSH_R$ -Wert ist dementsprechend klein.

Für den Abfall der Förderhöhe um fünf Prozent gilt für Pumpen mit und ohne Inducer:  $NPSH_{R,MI} < NPSH_{R,OI}$ .



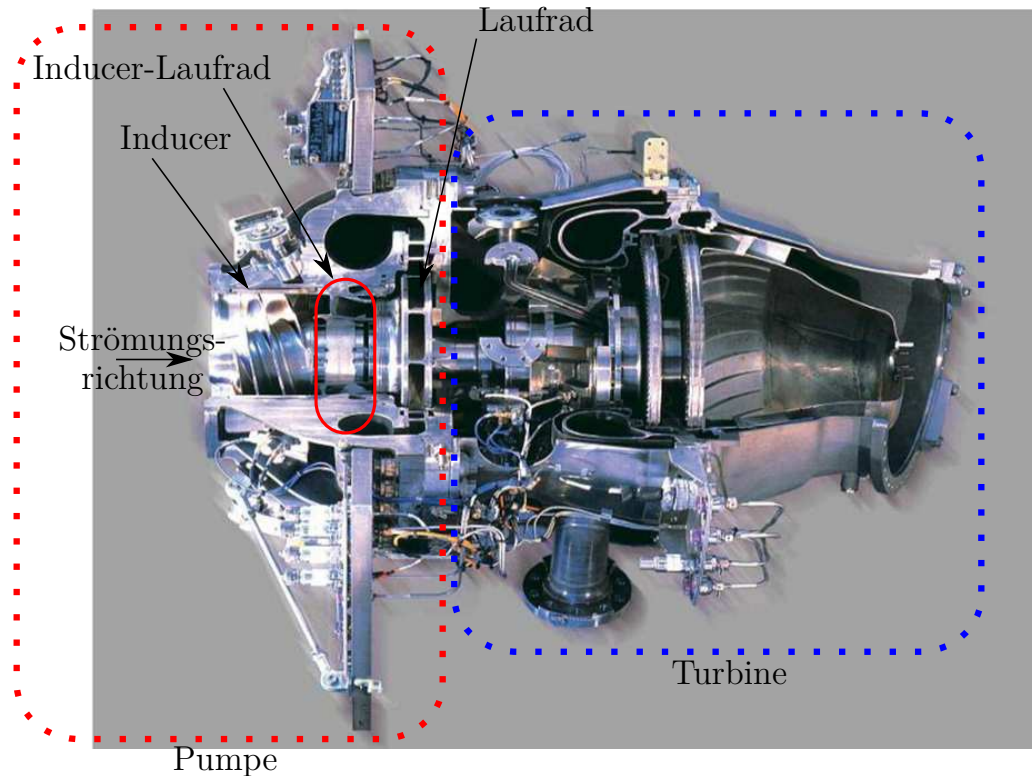


Abbildung 2.1: Funktion Inducer [LWH19]

Damit die Funktion der kompletten Pumpe, bestehend aus Inducer und Laufrad, gewährleistet ist, muss der  $NPSH_{R,inducer}$ -Wert des Inducers kleiner sein als der  $NPSH_{R,pumpe}$ -Wert der gesamten Pumpe. Beim Erreichen des  $NPSH_{R,pumpe}$ -Wertes ist durch den kleineren  $NPSH_{R,inducer}$ -Wert garantiert, dass die Druckerhöhung zwischen Einlass und Auslass des Inducers nicht reduziert wird. [Lil1]

Bei sinkenden Eingangsdrücken am Einlass des Inducers kann es trotz der Druckerhöhung des Inducers am Eintritt des Laufrades zur Kavitation kommen. Der Inducer erhöht allerdings das Druckniveau am Eintritt des Laufrades, sodass das Einsetzen von Kavitation dort verzögert wird.

Um diese Anforderungen zu erfüllen, sind Inducer so ausgelegt, dass sie nahezu ständig mit Gasanteil, Kavitation, im Fördermedium arbeiten. Die langen Schau­felpassagen des Inducers sind so ausgelegt, dass Kavitation langsam und schonend abgebaut wird. Die Druckerhöhung eines Inducers funktioniert auch unter kavitierenden Bedingungen. Dampfblasen werden vor dem Erreichen des Laufrades in die Flüssigphase überführt, wodurch dessen Funktion sichergestellt wird. Inducer haben ebenfalls die Aufgabe, die Anströmung des Laufrades zu optimieren. [Lak96]

Abbildung 2.2 zeigt einen Inducer, in dem deutliche Kavitationsgebiete innerhalb der Schau­felpassagen zu erkennen sind. Allerdings ist ein Abfall der Druckerhöhung zwischen Einlass und Auslass des Inducers messtechnisch nicht zu erfassen.

Dies verdeutlicht die beschriebene Fähigkeit der Inducer, selbst unter kavitierenden Bedingungen Druck aufbauen zu können.



Abbildung 2.2: Inducer Kavitation [GMB19]

## 2.1.2 Auslegung

Die Auslegung der Inducer erfolgt nach einer am Lehrstuhl für Strömungsmechanik und Strömungsmaschinen der TU Kaiserslautern entwickelten Methodik. Diese orientiert sich unter anderem an den Richtlinien von Gülich [Gue10], Jakobsen [Jak71], Japikse [Jap02] und [JMF97], Lakshminarayana [Lak82], d'Agostino [dTPC08] und Sutton [Sut64]. Eine gute Zusammenfassung der vorhandenen Auslegungsmethodiken liefert zudem Japikse [Jap01].

Entstanden und entwickelt wurde die hier verwendete Auslegungsmethodik im Forschungsvorhaben „Entwicklung von Inducern für Raketentreibstoffpumpen“ [GMKB17]. Eine detaillierte Beschreibung der komplexen Auslegungsmethodik findet sich dort. Nachfolgend wird die Methodik kurz erläutert.

### Allgemeines Vorgehen

Das hier angewandte Auslegungsverfahren ist gültig für axiale Inducer mit helixförmigen Schaufeln und einem konstantem Winkel entlang der Schaufeln von Vorderkante zur Hinterkante.

Abbildung 2.3 und 2.4 verdeutlichen die verwendeten Parameter. Arbeitsmedium der Inducer ist Wasser.

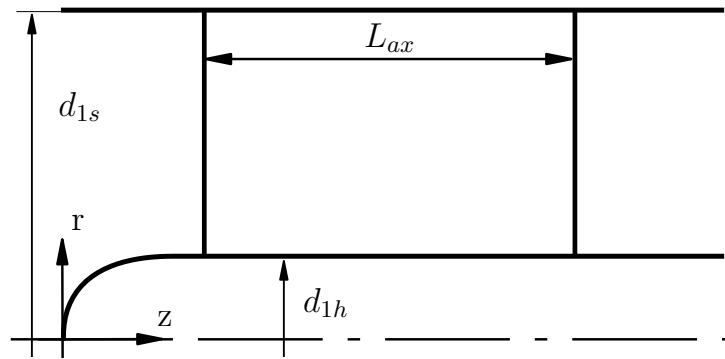


Abbildung 2.3: Meridianschnitt Inducer

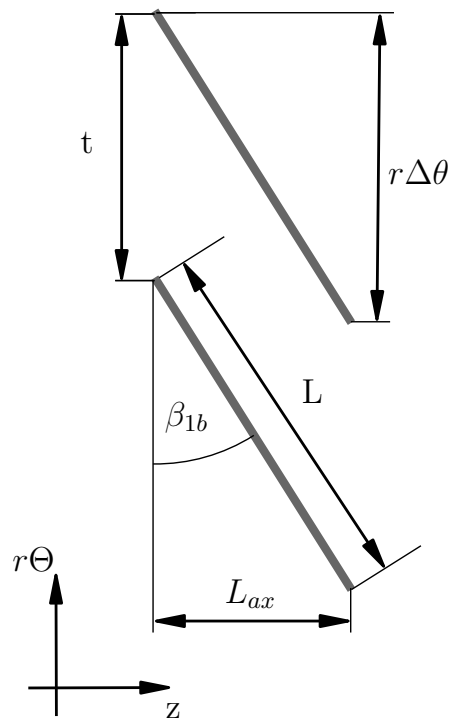


Abbildung 2.4: Schaufeldefinition

Vorgegeben werden die Maschinendaten aus welcher sich die spezifische Saugzahl  $\Omega_S S$  ergibt:

$$Q, n, NPSH$$

$$\rightarrow \Omega_{ss} = \omega \frac{Q^{1/2}}{(gNPSH)^{3/4}}$$

Und die Geometriedaten:

$$d_{1h}, \Delta\theta, Z, (i/\beta_{1b})$$

$Z$  entspricht der Anzahl der Schaufeln und  $\Delta\theta$  der Gradzahl des Umschlingungswinkels von Vorderkante zu Hinterkante der Schaufeln.

Für die radiale Position in der Höhe der Schaufelspitze sind folgende Berechnungen vorgenommen:

Der Durchmesser des Saugmundes muss iterativ berechnet werden.

Mit der Annahme eines Wertes für  $k$ ,

$$k = 1 - (d_{1h}/d_{1s})^2$$

ergibt sich die Berechnung von  $\varphi$  zu:

$$\frac{\Omega_{ss}}{k^{\frac{1}{2}}} = \left( \frac{\pi \left(\frac{2}{3}\right)^{3/2} (1 - 2\varphi^2)^{3/2}}{\varphi^2} \right)^{1/2}$$

Der Durchmesser  $d_{1s}$  ergibt sich zu damit zu:

$$d_{1s} = \left( \frac{4Q}{\pi^2 \varphi n k} \right)^{1/3}$$

Mit dem berechneten Durchmesser und dem vorgegebenen  $d_{1h}$  ist es möglich, die Annahme von  $k$  mit  $k = 1 - (d_{1h}/d_{1s})^2$  zu prüfen. Stimmt der für  $k$  angenommene Wert nicht mit dem berechneten überein, ist  $k$  iterativ zu verändern bis eine Übereinstimmung erfolgt.

Aus bekannten Durchmessern und dem Volumenstrom kann der Strömungswinkel mittels des Geschwindigkeitsdreieckes berechnet werden. Der Schaufelwinkel wird festgelegt mit der folgenden Formel, wobei  $i/\beta_{1b}$  ein festgelegter Auslegungsparameter ist.

$$\beta_{1b} = \left( \frac{1}{1 - (i/\beta_{1b})} \right) \beta_1$$

Das Teilungsverhältnis ergibt sich mit:

$$(t/L) = \left( \frac{2\pi}{Z\Delta\theta} \right) \cos \beta_{1b}$$

Die axiale Länge des Inducers kann berechnet werden mit:

$$L_{ax} = \sin \beta_{1b} \left( \frac{\pi d_s}{Z(t/L)} \right) = \left( \frac{\Delta\theta d_s}{2} \right) \tan \beta_{1b}$$

Hier ist ersichtlich, dass im vorliegenden Auslegungsprozess die axiale Länge eine direkte Funktion des vorgegebenen Umschlingungswinkels ist. Für die notwendige Reduktion der axialen Länge wird  $\Delta\theta$  verringert.

Nach der Definition des Schaufelspitzenschnittes kann für die restlichen radialen Schnitte der helixförmigen Schaufeln die Berechnung des Schaufelwinkels wie folgt definiert werden:

$$r \tan \beta_{1b} = \text{const}$$

$$\rightarrow \beta_{1b} = \arctan \left( \frac{r_{1s}}{r_1} \tan \beta_{1bs} \right)$$

Der Rückschnitt erfolgt durch eine Verschiebung der axialen Position der vorher definierten Schaufelspitze von Inducer I1. Abbildung 2.3 verdeutlicht  $\Delta z_s$  anhand des Meridianschnittes. Der axiale Abstand ist eine Funktion des zu realisierenden Winkels des Rückschnittes  $\varepsilon_s$  und wird definiert mit:

$$\Delta z_s = \varepsilon_s \tan \beta_{1bs}$$

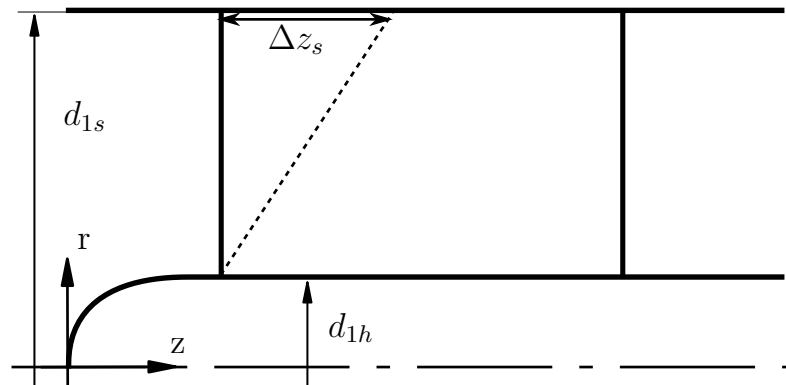


Abbildung 2.5: Meridianschnitt Inducer mit Rückschnitt

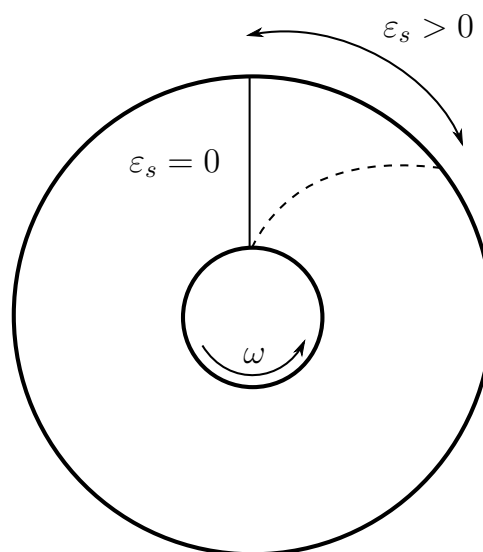


Abbildung 2.6: Rückschnitt

## Anwendung

In den Tabellen 2.1, 2.3 und 2.2 sind die vorzugebenden Größen im Auslegungsprozess aufgeführt. Tabelle 2.4 zeigt die wichtigsten Größen der daraus berechneten Inducer mit gerader Vorderkante. Die Inducer mit zurückgeschnittener Vorderkante beschreibt Tabelle 2.5. Eine vollständige Definition der Inducergeometrien sind den, im Rahmen des DFG-Vorhabens veröffentlichten Daten zu entnehmen. Zur Verfügung gestellt sind diese Daten auf der Webpräsenz des Lehrstuhls für Strömungsmechanik und Strömungsmaschinen der TU Kaiserslautern [SAM].

Abbildung 2.7 zeigt die Lage der geometrischen Abmessungen. Die Definition der aufgeführten Winkel wird durch die Abbildung 2.8 gegeben.

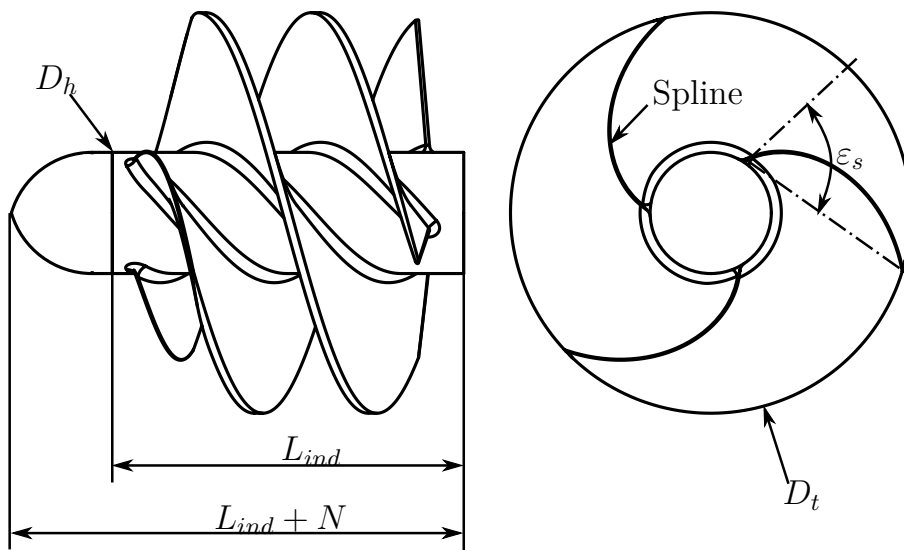


Abbildung 2.7: Geometrie des Inducers

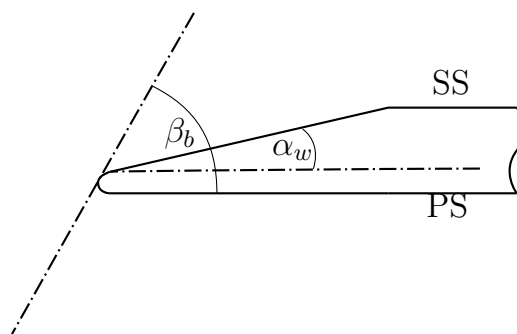


Abbildung 2.8: Winkel Vorderkante Inducer [GMHVB19]

Grundlegende Maschinendaten (Tabelle 2.1) definieren den Einsatzbereich des Inducers. Zentrale Größen sind der zu fördernde Volumenstrom, der zu erwartende NPSH-Wert und die Betriebsdrehzahl. Die geometrischen Vorgaben sind in Tabelle 2.3 aufgeführt. Der hier definierte Winkel des Rückschnittes  $\varepsilon_s$  resultiert aus den Erkenntnissen von Bakir [BKNR03]. Entsprechend ist der Rückschnittwinkel für Inducer I2 gewählt. Ein einfacher Spline wird als Verbindung zwischen der Nabe und der zurückgeschnittenen Blattspitze, der Schaufelvorderkante, verwendet. Alle Inducer sind mit einem einfachen spiralförmigem Schaufelverlauf gestaltet.

Der Umschlingungswinkel  $\Delta\theta_h$  ist für Inducer nach Lakshminarayana [Lak96] in der Größenordnung von  $300^\circ$  bis  $360^\circ$  angebracht. Der Rückschnitt bei Inducer I2 verursacht eine Reduktion des Umschlingungswinkels mit zunehmender radialen Position an der Vorderkante und einem Minimum an der Schaufelspitze. An der Nabe wird der Umschlingungswinkel nicht reduziert. In der Höhe der Nabe ergibt sich ein zum Inducer I1 äquivalenter Umschlingungswinkel. Trotz der Reduktion des Umschlingungswinkels ist nach [BKNR03] der Rückschnitt der Vorderkante zur Steigerung der Kavitationsverträglichkeit eines Inducers notwendig.

Der reduzierte Umschlingungswinkel von I1s und äquivalent dazu inklusive des Rückschnittes bei I2s liegt weit unter den in der Literatur angegebenen Werten und ist ein Resultat der zugrunde liegenden Forschungsfrage, ob ein Inducer kürzer gebaut werden kann. Der Einfluss der Länge des Strömungskanal auf den Abbau der Dampfphase der Kavitation wird hierbei nicht beachtet. Das Verhältnis des Inzidenzwinkels zum Schaufelwinkel und die Änderung des Schaufelwinkels von der Vorderkante zur Hinterkante werden in Tabelle 2.2 aufgeführt. Außerdem wird die Gestaltung der Vorderkante durch das Verhältnis von  $\alpha_w/\beta_{b,LE}$  beschrieben.

Tabelle 2.1: Auslegung Inducer - Maschinendaten

Parameter	Einheit	Wert
Volumenstrom	$\frac{\text{m}^3}{\text{h}}$	56,52
Drehzahl	rpm	1500
NPSH	m	0,38

Tabelle 2.2: Auslegung Inducer - Auslegungskennzahlen

Kennzahl	Einheit	Wert
$i/\beta_b$	-	0,385
$\Delta\beta_{b,LE-TE}$	$^\circ$	0
$\alpha_w/\beta_{b,LE}$	-	0.5

Tabelle 2.3: Auslegung Inducer - Geometrische Vorgaben

Parameter	Einheit	Wert
Schaufelanzahl	-	3
$D_h$	mm	36
N	mm	30
Spalt	mm	0,5
$\varepsilon_{s,I1}$	°	0
$\varepsilon_{s,I2}$	°	77,5
$\Delta\theta_{t,I1}$	°	312,96
$\Delta\theta_{t,I1s}$	°	231,59
$\Delta\theta_{t,I2}$	°	235,46
$\Delta\theta_{t,I2s}$	°	154,09

Tabelle 2.4 und 2.5 zeigen die Größen, die sich aus den Auslegungsvorgaben ergeben,  $\varphi_{dp}$  kennzeichnet den Auslegungspunkt. Die Länge  $L_{LE-TE}$  beschreibt die axiale Ausdehnung des Inducers von der Vorderkante bis zur Hinterkante der Schaufeln in der Höhe der Nabe. Die vollständige axiale Erstreckung  $L_{ind}$  aus Abbildung 2.7 ergibt sich durch eine Zugabe von 6 mm stromauf bei der Schaufelvorderkante und 10 mm stromab bei der Schaufelhinterkante. Die Länge der Nase ist mit 30 mm definiert.

Gefertigt werden die Inducer in der TU Kaiserslautern mittels CNC Dreh- und Frästechnik. Werkstoff für alle Inducer ist die Aluminiumlegierung 3.4345, für die Nase wird Polyoxymethylen verwendet.

Abbildung 2.9 zeigt die geometrischen Unterschiede einer geraden Vorderkante (I1) und einer zurückgeschnittenen Vorderkante (I2). Inducer I1s und I2s sind äquivalent zu den gezeigten Inducern, lediglich die axiale Länge  $L_{ind}$  ist verkürzt.



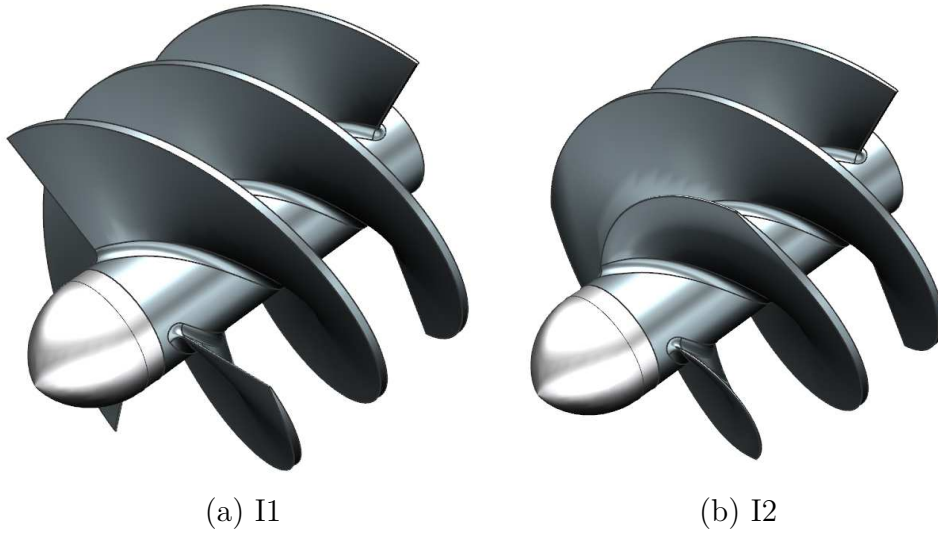


Abbildung 2.9: Geometrie Inducer I1 und I2

Tabelle 2.4: Ausgelegte Inducer I1 und I1s

Kennzahl	Einheit	Wert
I1+I1s		
$\varphi_{dp}$	-	0,163
$D_s$	mm	120
$D_t$	mm	119
I1		
$\Delta\theta_h$	°	312,96
$\beta_{b,LE,h}$	°	41,95
$\beta_{b,LE,t}$	°	15,21
$L_{LE-TE}$	mm	88,4
I1s		
$\Delta\theta_h$	°	231,59
$\beta_{b,LE,h}$	°	41,95
$\beta_{b,LE,t}$	°	15,21
$L_{LE-TE}$	mm	65,4

Tabelle 2.5: Ausgelegte Inducer I2 und I2s

<b>Kennzahl</b>	<b>Einheit</b>	<b>Wert</b>
I2+I2s		
$\varphi_{dp}$	-	0,163
$D_s$	mm	120
$D_t$	mm	119
I2		
$\Delta\theta_h$	°	312,96
$\beta_{b,LE,h}$	°	41,95
$\beta_{b,LE,t}$	°	15,21
$L_{LE-TE}$	mm	88,4
$T_{\varepsilon_s} = \frac{\Delta\theta_t}{\Delta\theta_h}$	-	0,75
I2s		
$\Delta\theta_h$	°	231,59
$\beta_{b,LE,h}$	°	41,95
$\beta_{b,LE,t}$	°	15,21
$L_{LE-TE}$	mm	65,4
$T_{\varepsilon_s} = \frac{\Delta\theta_t}{\Delta\theta_h}$	-	0,67

## 2.2 Kennzahlen

Experimentelle und numerische Untersuchungen liefern die physikalischen Eigenschaften bzw. Größen, für jeden Inducer. An definierten Positionen werden diese Größen messtechnisch erfasst und aus numerischen Daten extrahiert. Zur Bewertung der Inducer werden aus den physikalischen Daten, mit den hier angegebenen Formeln, Kennzahlen berechnet. Die exakte Lage der Positionen und Ebenen, an denen die Größen bestimmt werden, wird in Abschnitt 3 dargestellt.

Die Erhöhung des Drucks vom Einlass zum Auslass des Inducers wird durch die Formeln 2.2 und 2.3 beschrieben. Der Totaldruck  $p_{tot}$  ist die Summe aus statischem und dynamischem Druck:  $p_{tot} = p + \frac{\rho}{2}c^2$  und wird in  $H_{tot}$  ausgedrückt als totale Förderhöhe. Der geodätische Anteil des Totaldrucks ist zu vernachlässigen, da die Druckmessung auf einem Niveau stattfindet. Da die Geschwindigkeitskomponente des Totaldrucks experimentell nicht trivial erfasst werden kann, wird die Totaldruckerhöhung in Formel 2.3 vereinfacht. Die absolute Geschwindigkeitskomponente  $c$  der Strömung wird über die axiale Strömungsgeschwindigkeit, wie in Formel 2.1 ersichtlich ist, approximiert. Speziell nach dem Inducer ist die Strömung stark drallbehaftet, weshalb die axiale Geschwindigkeit kleiner ist als die

real vorhandene absolute Strömungsgeschwindigkeit  $c$ . Alle im Verlauf angegebenen Förderhöhen und Druckzahlen, die den tatsächlichen Totaldruck beinhalten, werden mit dem Index „tot“ kenntlich gemacht. Förderhöhen ohne Indizes beinhalten den approximierten Anteil des dynamischen Drucks, der sich nur aus den rein axialen Geschwindigkeiten ergibt.

$$c_{1,ax} = \frac{Q}{A_1}, \quad c_{2,ax} = \frac{Q}{A_2} \quad (2.1)$$

$$H_{tot} = \frac{p_{2,tot} - p_{1,tot}}{\rho g} \quad (2.2)$$

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{c_{2,ax}^2 - c_{1,ax}^2}{2g} \quad (2.3)$$

$$\eta = \frac{Q \rho H g}{M \omega} \quad (2.4)$$

$$NPSH = \frac{p_1 - p_v}{\rho g} + \frac{c_{1,ax}^2}{2g} \quad (2.5)$$

Die Umfangsgeschwindigkeit an der Spitze des Inducers und die axiale Strömungsgeschwindigkeit an der Schaufelvorderkante des Inducers ergeben sich zu:

$$u_t = \omega r_t = \pi n D_t \quad (2.6)$$

$$c_{LE,ax} = \frac{Q}{\frac{\pi}{4}(D_s^2 - D_{LE,h}^2)} \quad (2.7)$$

Formel 2.8 definiert die dimensionslose Kennzahl der Druckerhöhung, genannt Druckzahl. Die Durchflusszahl in Formel 2.9 ist eine dimensionslose Größe für den Volumenstrom eines Betriebspunktes. Formel 2.12 und 2.11 sind dimensionslose Formen der spezifischen Saugzahlen, mit europäischen Maßeinheiten. Die Kavitationszahl wird in Formel 2.10 definiert. Für die reine Betrachtung eines Druckwertes

wird in Gleichung 2.13 der Druck dimensionsbefreit angesehen. [Bre94]

$$\psi = \frac{2 H g}{u_t^2} \quad (2.8)$$

$$\varphi = \frac{c_{ax,LE}}{u_t} \quad (2.9)$$

$$\sigma_c = \frac{2 g N P S H}{u_t^2} \quad (2.10)$$

$$\Omega_{ss} = \omega \frac{\sqrt{Q}}{(g N P S H)^{3/4}} \quad (2.11)$$

$$n_{ss} = n \frac{\sqrt{Q}}{(g N P S H)^{3/4}} \quad (2.12)$$

$$p^* = \frac{p}{\frac{\rho}{2} u_t^2} \quad (2.13)$$

Für den Fall einer Untersuchung der Druckpulsation ist nach Gülich [Gue13] die folgende Betrachtungsweise angebracht. Abbildung 2.10 zeigt den alternierenden Druckwert an einer Position, gemessen an einer definierten Position über die Dauer einer Umdrehung des Inducers. Ebenso ist der Mittelwert ersichtlich. Zur Vergleichbarkeit zwischen Experiment und Simulation, beide mit unterschiedlichen Referenzdrücken, wird das Druckniveau mit Formel 2.15 auf ein vergleichbares Niveau angepasst.  $\bar{p}$  entspricht dem Mittelwert aller gemessenen Drücke. Die dimensionslose Form des Drucks zeigt Formel 2.16. Abbildung 2.11 zeigt den Druck mit angepasstem Druckniveau.

$$\bar{p} = \frac{1}{K} \sum_{j=1}^K p_j \quad (2.14)$$

$$p' = p - \bar{p} \quad (2.15)$$

$$p'^* = \frac{p'}{\frac{\rho}{2} u_t^2} \quad (2.16)$$

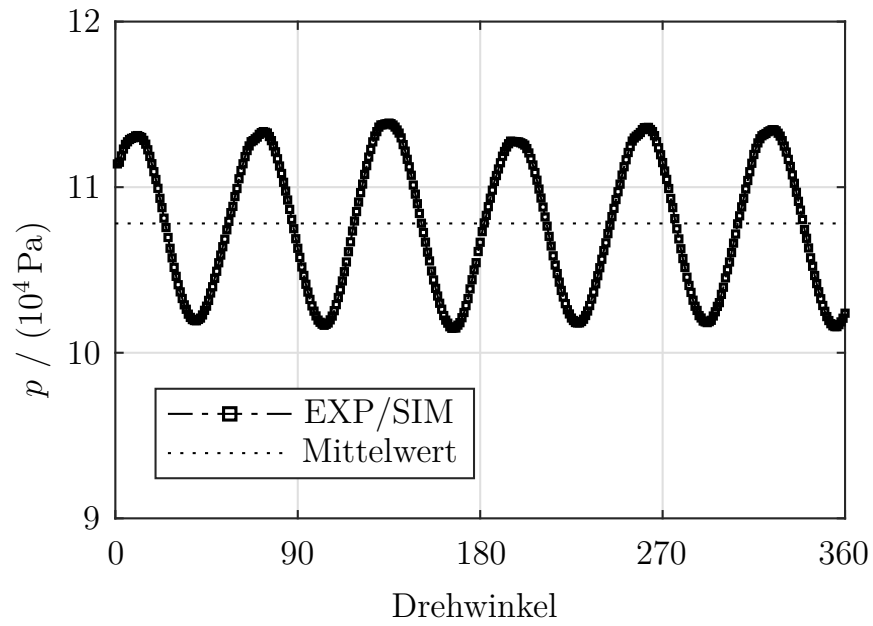


Abbildung 2.10: Druckpulsation - Druckbetrachtung

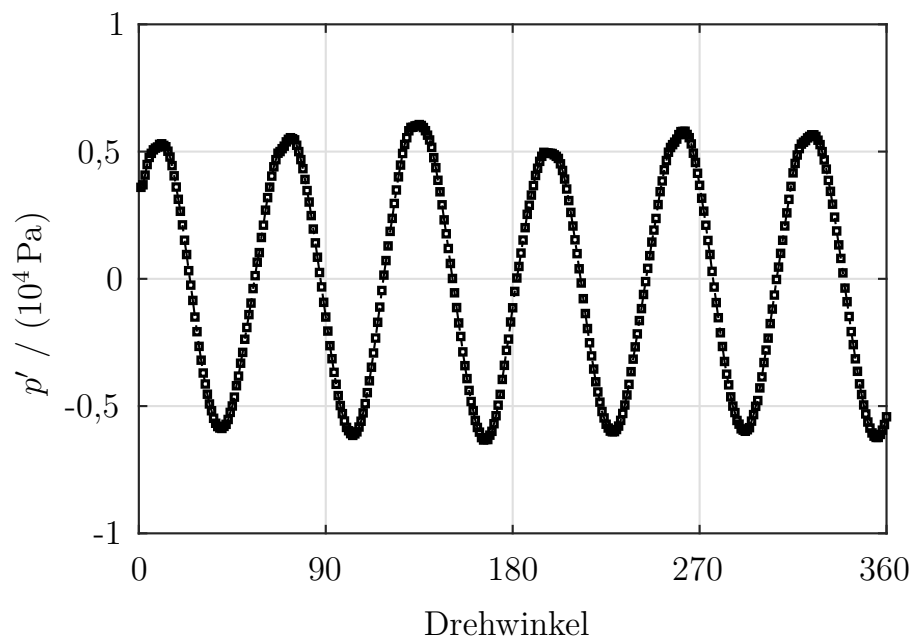


Abbildung 2.11: Druckpulsation - Druckbetrachtung, angepasstes Druckniveau

Zur Beurteilung der Pulsationsenergie wird mit Formel 2.17 die Energie über eine Umdrehung mit  $K = 360$  Messpunkten ermittelt.

$$\Delta P_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{K} \cdot \sum_{j=1}^K (p'_j)^2} \quad (2.17)$$

Die zugrunde liegende Definition der Winkel am Geschwindigkeitsdreieck ist für die Inducer in Abbildung 2.12 dargestellt. Die Strömungswinkel werden gegen die Umfangsrichtung angetragen. Bei den experimentellen Untersuchungen ist der Winkel  $\alpha$  ein direktes Messergebnis und muss nicht berechnet werden. Aufgrund der messtechnisch nicht zu erfassenden Geschwindigkeit  $c_m$  an einer bestimmten radialen Position ist eine Berechnung von  $\beta$  durch die experimentellen Daten nicht möglich.  $c_m$  ist radial nicht gleichmäßig verteilt.

Anhand der aus den Simulationen extrahierten Komponenten der Geschwindigkeiten werden die Winkel mit Formel 2.18 und 2.19 berechnet. Somit ist eine vollständige Berechnung des Geschwindigkeitsdreiecks möglich.

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{c_m}{c}\right) \quad (2.18)$$

$$\beta = \arctan\left(\frac{c_m}{u - c_u}\right) \quad (2.19)$$

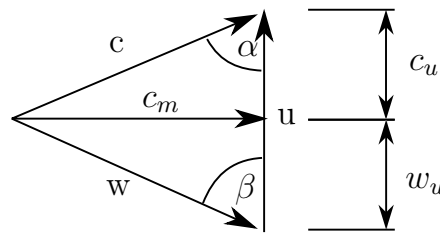


Abbildung 2.12: Definition Strömungswinkel

## 2.3 Numerische Strömungsmechanik

Die Gleichungen zur mathematischen Beschreibung der Strömung basieren auf der Masse- Impuls- und Energieerhaltung. Für die Impulserhaltung wird die Bezeichnung Navier-Stokes-Gleichung verwendet. Die genannten partiellen Differentialgleichungen beschreiben die Strömung vollständig. Zum Lösen der Gleichungen erfolgt eine Approximation der partiellen Differentialgleichungen mittels Diskretisierung, z.B. mittels der Finite-Volumen Methode, in algebraische Gleichungen an mehreren diskreten Stellen. Diese so approximierten algebraischen Gleichungen ermöglichen es ebenfalls, die Strömung vollständig zu beschreiben. Sowohl laminare, als auch turbulente Strömungen sind so numerisch erfassbar. Die gegenwärtig verfügbare Rechenleistung limitiert allerdings die Komplexität der lösbaren Gleichungen. Ein Anstieg der Komplexität erfolgt u.a. durch turbulente Strömungsanteile. Diese sind instationär, dreidimensional und schwanken in der Zeit- und Längenskala. Eine direkte numerische Lösung (DNS) ist nur für einfache Fälle mit großem zeitlichen Aufwand möglich. Weil real vorkommende Strömungen oft turbulent sind, ist aus ingenieurtechnischer Sicht eine Modellierung bei turbulenten Strömungen sinnvoll. Dadurch können die komplexen Vorgänge angenähert werden, um Rechenzeit verkürzen zu können.

Zur Vorhersage der turbulenten Strömung unterteilt Bardina [BFR80] die Herangehensweise bei Ihrer Beschreibung in unterschiedliche Kategorien:

DNS ist die genannte direkte und aufwendige Lösung der Gleichungen, ohne eine weitere Modellierung.

LES wird als Grobstruktursimulation bezeichnet. Die Gleichungen sind für grobe Strömungseffekte direkt gelöst und eine Modellierung erfolgt für kleinskalige Effekte.

Beim RANS-Ansatz erfolgt eine Mittelung der NS-Gleichungen über die Zeit. Der Rechenaufwand sinkt von DNS nach LES zu RANS.

Der RANS-Ansatz wird auch in dieser Arbeit verwendet. Er ist auch für einen Großteil der Fragestellungen der Ingenieurpraxis ausreichend. In diesem Fall ist, wie folgt beschrieben, eine weitere Approximation notwendig. Durch die zeitliche Mittelung der Navier-Stokes-Gleichungen ergeben sich zusätzliche Terme, welche zusammen als Reynolds-Spannungs-Tensor bezeichnet werden. Hiermit kommt es zum Schließungsproblem der RANS-Gleichungen, weil mehr Variablen, als Gleichungen vorhanden sind.

Um eine Schließung der Gleichungen herbeizuführen kann der Reynolds-Spannungs-Tensor unter anderem nach Boussinesq approximiert werden. Dies führt zu einem Term  $\mu_t$  (Wirbelviskosität), welcher modelliert werden muss (Wirbelviskositätsmodelle).

Wirbelviskositätsmodelle beruhen auf der Annahme, dass durch Turbulenz eine Steigerung der viskosen Effekte im Hinblick auf den Transport von Masse, Impuls und Energie erfolgt. Eine Unterscheidung der Wirbelviskositätsmodelle erfolgt z.B. in die Bereiche Eingleichungsmodell und Zweigleichungsmodell. Sie finden oftmals in der Industrie Anwendung. Eingleichungsmodelle basieren auf der kinetische Energie der Turbulenz „ $k$ “. Bei den Zweigleichungsmodellen wird zusätzlich zu „ $k$ “

noch die Dissipationsrate „ $\epsilon$ “ betrachtet.

Ein weiterer Ansatz bei der Schließung der RANS-Gleichungen ist es, die Komponenten des Reynolds-Spannungs-Tensors mit exakteren Gleichungen durch eine Korrelation höherer Ordnung herzuleiten (Reynolds-Spannungs-Modelle). Zusätzlich zu den sechs Komponenten des Reynolds-Spannungs-Tensors ist hier der Term von  $\epsilon$  zu lösen. In den Ansätzen, die auf den Reynolds-Spannungs-Modelle beruhen, sind die Strömungszustände anisotrop beschrieben. Hier ist der Vorteil der Reynolds-Spannungs-Modelle gegenüber den Wirbelviskositätsmodellen ersichtlich, die die Zustände isotrop beschreiben. Mittels der Reynolds-Spannungs-Modelle können somit die physikalischen Effekte der Strömung besser abgebildet werden. Die entstehende Ungenauigkeit aufgrund der zusätzlichen Modellierung bei den RANS-Gleichungen, ist in der Praxis der Ingenieurwissenschaft in der Regel von geringem Einfluss. Eine Validierung der numerischen Daten muss allerdings für jeden Anwendungsfall erfolgen, um die Plausibilität der Ergebnisse sicherstellen zu können. Aufgrund der Komplexität der Modellierungen und der stark ausgeprägten Approximation ist bei der notwendigen Validierung der numerischen Ergebnisse der Einfluss der Wirbelviskositätsmodelle und der Reynolds-Spannungs-Modelle essenziell und er darf daher ebenfalls nicht vernachlässigt werden. Die Zusammenfassung basiert auf nachfolgender Literatur, in der sich eine vollständige und detaillierte Beschreibung der numerischen Strömungsmechanik findet. [FP08], [ATP16], [Dav04], [OBD09] und [NAS]



## 3 Untersuchungsmethodik

Zur Beantwortung der Arbeitshypothesen werden numerische gewonnene Daten verwendet, die durch experimentelle Ergebnisse validiert werden, um die Plausibilität zu gewährleisten. Die Methodik zur Generierung der Daten aus Experiment und Simulation wird im Folgenden erläutert.

Der experimentelle Aufbau ist in Abschnitt 3.1 und das Setup der numerischen Untersuchung in Abschnitt 3.2 beschrieben. Die Durchführung der Experimente und Simulationen und die Vorgehensweise bei der Datenerfassung der benötigten physikalischen Daten, ist in Abschnitt 3.3 erläutert.

Voruntersuchungen sind notwendig, um den numerischen Fehler der Simulationsdaten zu minimieren, die im Anschluss anhand der experimentellen Daten validiert werden. Um die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen beurteilen zu können, ist eine Berechnung der Unsicherheit und des daraus resultierenden Fehlers notwendig. In Abschnitt 3.4 sind diese Untersuchungen und die Fehlerberechnungen dargestellt und die Ergebnisse diskutiert. Alle folgenden Beschreibungen der experimentellen und numerischen Untersuchungen beziehen sich auf die Geometrie von Inducer I2, die für alle Inducer repräsentativ ist. Geometrische Unterschiede der untersuchten Inducer und die daraus resultierenden variierenden Abmessungen werden gesondert aufgelistet.

### 3.1 Experimenteller Aufbau

Im Folgenden wird zwischen Kreislauf und Messstrecke unterschieden. „Kreislauf“ beschreibt den kompletten Aufbau des Prüfstandes. „Messstrecke“ definiert den Teil, in dem der Inducer implementiert ist und die Messungen erfolgen.

In Abschnitt 3.1.1 erfolgt aufbauend auf der Beschreibung des generellen Kreislaufs eine Spezifizierung der genutzten Sensorik. Die Unterschiede der Messstrecke bei stationären und instationären Druckmessungen sind in Abschnitt 3.1.2 erläutert. Um den Totaldruck und den Strömungswinkel am Austritt des Inducers an definierten radialen Positionen, von der Nabe bis zum Gehäuse, messen zu können, ist eine Sonde entwickelt und konstruiert, deren Funktion und Konstruktion ebenfalls in diesem Abschnitt beschrieben ist. Zur Generierung der Stromlinienbilder mittels Ölfarbe ist eine grundlegende Modifikation des Kreislaufes notwendig.

Die Modifikationen am Kreislauf, für die Erstellung der Anstrichbilder und die Vorgehensweise hierbei wird in 3.1.3 beschrieben.

### 3.1.1 Prüfstand

Abbildung 3.1 zeigt den hydraulischen Plan des Prüfstandsbaus. „IND“ kennzeichnet die Messstrecke. „Blau“ und „Rot“ definieren die möglichen Kreisläufe.

Der Aufbau der Kreisläufe basiert auf den Empfehlungen von Gülich [Gue13] für Versuchskreisläufe bei vorher definiertem Einsatzgebiet. Die folgende beiden Betriebsarten sind möglich:

Der blau markierte Kreislauf in Abbildung 3.1 ist, als geschlossener Kreislauf mit Strömung durch den Tank, geeignet für temporäre Versuchsaufbauten und für kostengünstige Versuche an Kleinpumpen ohne NPSH-Messung. Rot markiert ist der geschlossene Kreislauf, mit dem Tank als Druckhalter. Dieses System ist am besten geeignet für NPSH-Versuche und ist für den universellen Einsatz empfohlen. [Gue13]

Durch entsprechendes Öffnen und Schließen der Stellventile (SV) ist der jeweils benötigte Kreislauf eingestellt. Im geschlossenen roten Kreislauf wird durch die Verbindung von Tank und Kreislauf (gestrichelte rote Linie) der Tankdruck dem Einlass der Messstrecke aufgeprägt. Durch ein Absenken des Tankdrucks mit der Vakuumpumpe ist es möglich, NPSH-Messungen durchzuführen. Ein kavitationsfreier Betrieb kann durch eine Erhöhung des Tankdrucks sichergestellt werden.

Ein pneumatisch angesteuertes Regelventil (CV) der Firma Samson ist im roten und blauen Kreislauf, zur Regelung des Volumenstroms, installiert. Die durch Rohre, Krümmer und Prüfstands-Peripherie verursachten Druckverluste werden im roten Kreislauf durch eine Boosterpumpe (BP) ausgeglichen. Durch die Kompensation der Druckverluste sind höhere Volumenströme realisierbar. Bei der Boosterpumpe handelt es sich um eine Pumpe der Firma Hilge mit 8 m Förderhöhe bei einem Auslegungsvolumenstrom von  $80 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ . Das Arbeitsfluid bei allen Versuchen ist Wasser. Im Kreislauf, außerhalb der Messstrecke, werden DN 80 Rohre verwendet. Basierend auf dem Außendurchmesser des Inducers von 119 mm und dem Spalt von 0,5 mm zwischen Schaufelspitze und Gehäuse ergibt sich ein Rohrdurchmesser von  $D_s = 120 \text{ mm}$  innerhalb der Messstrecke „IND“. Die allgemein in den Kreisläufen verwendeten Sensoren, inklusive der Genauigkeiten, sind in Tabelle 3.1 aufgelistet.

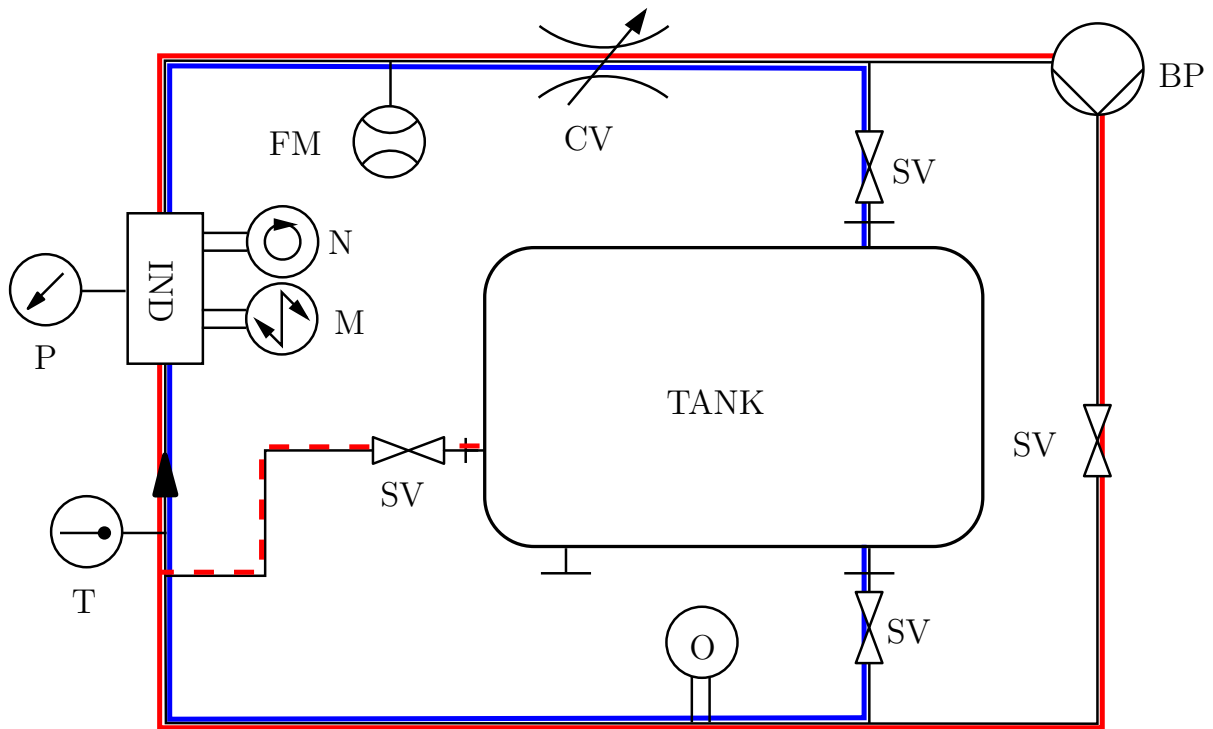


Abbildung 3.1: Hydraulikplan [GMB19]

Tabelle 3.1: Sensoren

Sensor	Hersteller	Symbol	Einheit	Messbereich (Genauigkeit)
Drehmoment	KTR	M	Nm	-10...10 (0,1%)
Drehzahl	KTR	N	rpm	0...10 000 (-)
Druck *	-	P	bar	-
Durchfluss	ABB	FM	m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup>	0...100 (0,4%)
Temperatur	ABB	T	K	223...673 (-)

\* Zur Messung der unterschiedlichen Druckarten innerhalb der Messstrecke sind je nach Anwendungsfall verschiedenartige Sensoren verbaut. Diese werden in den folgenden Abschnitten näher beschrieben.

Zur Aufnahme der stationären statischen Größen, M, N, Q und T wird Hardware der Firma National Instruments, „PCI-6221“ mit einer Abtastrate von maximal  $250\,000 \frac{1}{s}$  verwendet. Als Software zur Aufzeichnung der Messdaten wird bei allen Versuchsarten Matlab verwendet.

Die mit „IND“ gekennzeichnete Messstrecke aus Abbildung 3.1 ist in Abbildung 3.2 dargestellt. Diese Abbildung zeigt beispielhaft einen Aufbau, der unabhängig davon ist, welcher Druck gemessen wird oder ob Anstrichbilder generiert werden.

Ein Elektromotor mit maximal 4,5 kW Antriebsleistung ist als Antrieb des Inducers vorgesehen. Zur Aufnahme der Drehzahl und des Drehmomentes ist eine Drehmomentmesswelle, gekennzeichnet mit M, N in der Messstrecke implementiert. Sowohl der Elektromotor, als auch die Drehmomentmesswelle sind unabhängig von der zu messenden Druckart dauerhaft in der Messstrecke vorhanden. Das Plexiglas-Gehäuse ermöglicht in jedem Aufbau einen visuellen Zugang während des Betriebs zum untersuchten Inducer. Ein, mit der Drehzahl synchronisiertes, Stroboskop generiert ein stationäres Bild des Inducers während des Betriebes, das durch eine Kamera festgehalten werden kann. Die ungestörte Zuströmung der Messstrecke ist durch eine gerade Rohrlänge von  $L_{Zulau\text{f}} \gg 10 \cdot D_s$  vor dem Eintritt in den Inducer gewährleistet.

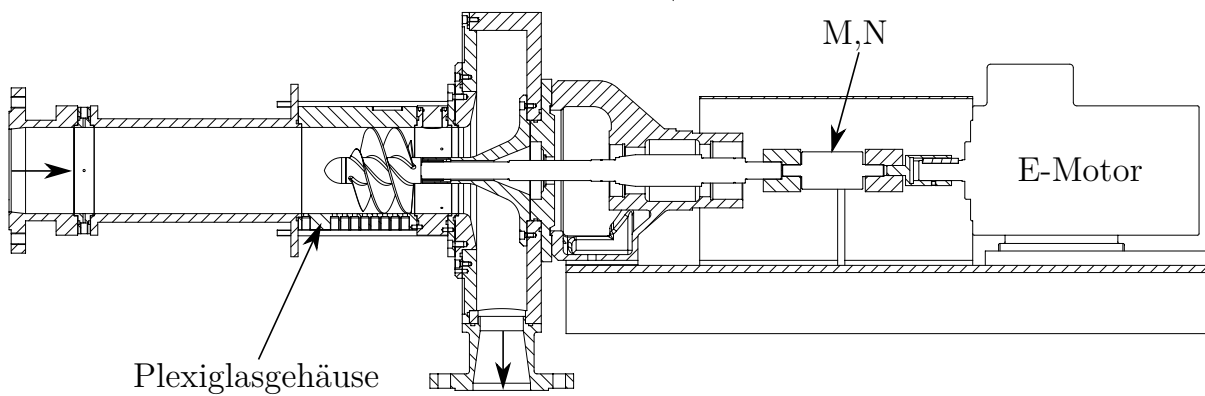


Abbildung 3.2: Prüfstand - IND

### 3.1.2 Druckmessung

Die Messung der Drücke während des Betriebes des Inducers unterteilt sich in die stationäre statische Druckmessung, die stationäre Messung des Totaldrucks und die instationäre statische Druckmessung. Wie bei den vorherigen Messgrößen des Kreislaufes wird auch zur Aufzeichnung bei der stationären statischen Druckmessung Hardware der Firma National Instruments verwendet, nämlich „PCI-6221“ mit einer Abtastrate von maximal  $250\,000 \frac{1}{s}$ . Für die zeitabhängige transiente Messung des statischen Drucks und die Totaldruckdruckmessung wird die Hardware „USB-6259“, mit einer Abtastrate von maximal  $1\,250\,000 \frac{1}{s}$  der Firma National Instruments verwendet. Die unterschiedlichen Varianten der Messstrecke, zum Messen der genannten Drücke ist im Folgenden aufgeführt.

#### Statische Druckmessung

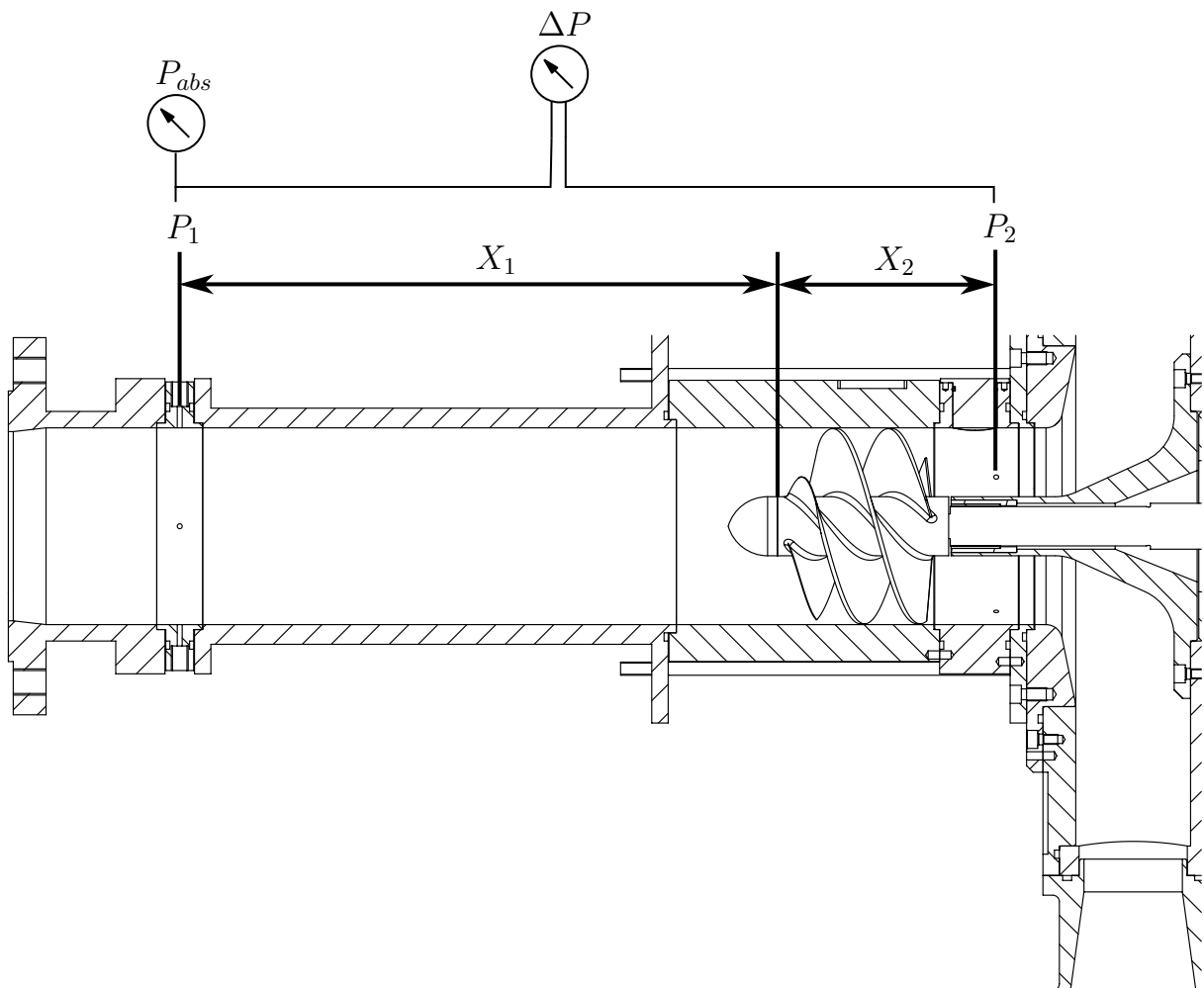


Abbildung 3.3: Messstrecke - Statische Druckmessung

Abbildung 3.3 zeigt die Messstrecke zur statischen Druckmessung an den Stellen  $P_1$  und  $P_2$ . Die Entfernungen zwischen beiden Punkten und den Inducern, ist Tabelle 3.2 zu entnehmen. Hier wird zwischen den kurzen Inducervarianten (I1s, I2s) und den langen Inducervarianten (I1, I2) unterschieden.

Tabelle 3.2: Statische Druckmessung - Abmaße

Abstand	I1, I2	I1s, I2s
$X_1$	346,3 mm	387,5 mm
$X_2$	133,4 mm	110,2 mm

Die Druckmessung an  $P_1$  und  $P_2$  erfolgt gemäß DIN 9906 [DEI12]. Abbildung 3.4 zeigt die Messebene  $P_1$  im Schnitt und verdeutlicht das Prinzip. An vier gleichmäßig über den Umfang verteilten Bohrungen wird der statische Druck abgenommen. Alle vier Bohrungen werden über einen Ring verbunden und der Druck wird somit mechanisch gemittelt an das Differenz- bzw. Absolutdruckmessgerät weitergegeben. Der Ringraum ist hier zur Verdeutlichung beispielhaft modelliert. Im realen Prüfstandsaufbau finden Schlauchleitungen Anwendung.

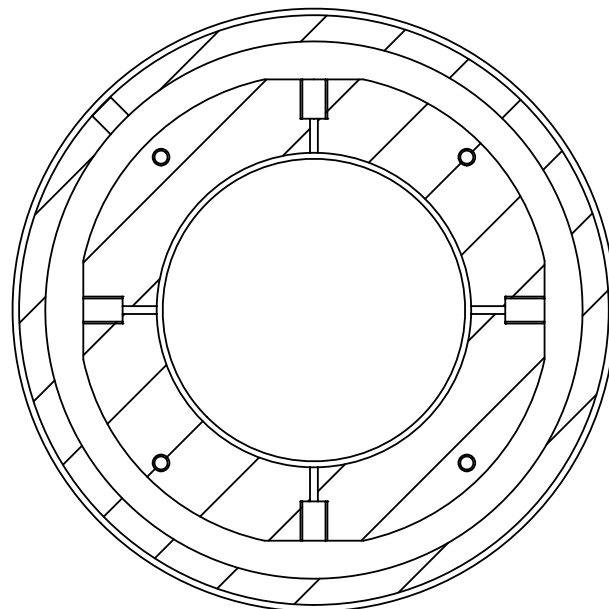


Abbildung 3.4: Messung statischer Druck - Schnitt  $P_1$

Die Druckmessgeräte, die zur Differenzdruck- und Absolutdruck-Messung verwendet werden, sind in Tabelle 3.3 aufgeführt.

Tabelle 3.3: Sensoren - Druckzahl

Sensor	Hersteller	Symbol	Einheit	Messbereich (Genauigkeit)
Absolutdruck	ABB	$P_{abs}$	bar	0...10 (0,04%)
Differenzdruck	ABB	$\Delta P$	bar	0...0,4 (0,04%)

### Totaldruckmessung (Strömungswinkel)

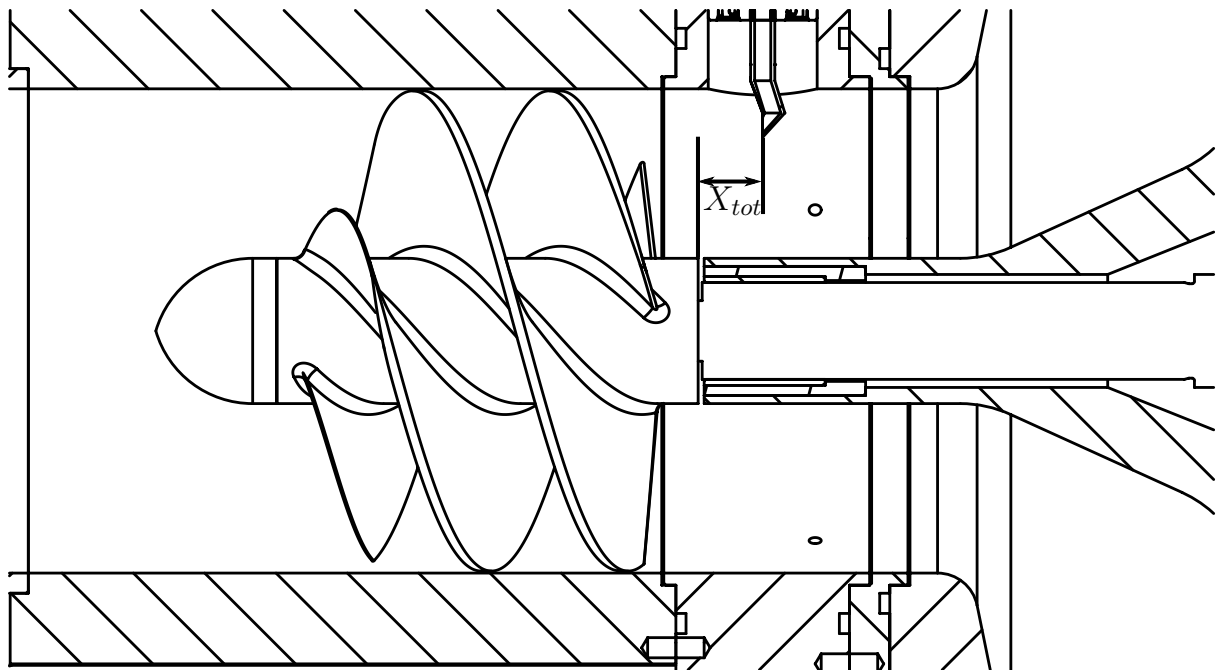


Abbildung 3.5: Messstrecke - Totaldruckmessung

Zur stationären Totaldruckmessung wird eine Einlochsonde in den Strömungskanal eingebracht. Abbildung 3.5 zeigt die Position des Sondenkopfes relativ zum Inducerventil. Für alle Inducervarianten ist der Abstand  $X_{tot} = 16$  mm.

Abbildung 3.6 zeigt den Aufbau der Totaldrucksonde. NANO1 und NANO2 kennzeichnen die Schrittmotoren, die eine definierte Positionierung des Sondenkopfes in radialer (x-richtung) und in Richtung der Absolutströmungs-Komponente  $c$  ( $\Theta$ -Richtung) ermöglichen. Eine Koordinatendefinition zeigt Abbildung 3.7. Die Kammer in Abbildung 3.6 markiert die Stelle, an der eine Entlüftung der Sonde erfolgen kann und der aufgestaute Druck abgenommen wird. Ein Differenzdruckmessgerät wird zur stationären Druckmessung verwendet. Anwendung findet ein Sensor der Firma ABB mit einem Messbereich von 0...0,4 bar bei einer Genauigkeit von 0,04%. Zur Messung wird ein definierter Referenzdruck  $p_{def}$  mit einem Druckkalibrator erzeugt.

Allgemein entspricht der Absolutdruck am Sondenkopf nach Formel 3.1 dem relativen Druck an der Sonde inklusive dem Systemdruck. Der gemessene Absolutdruck entspricht nach Formel 3.2 dem Druck inklusive dem definierten Druck  $p_{def}$  am Differenzdruckmessgerät.

$$p_{sonde,abs} = (p_{sonde} + p_{sys}) \quad (3.1)$$

$$p_{sonde,exp,abs} = (p_{sonde,exp} + p_{def}) \quad (3.2)$$

Entspricht der definierte Druck am Differenzdruckmessgerät  $p_{def}$  dem Systemdruck  $p_{sys}$  ist der Druck  $p_{sonde,exp}$  an der Sonde gegeben durch die Formel 3.3. Der Systemdruck entspricht dem statischen Druck, gemessen an der Stelle P1.

$$\begin{aligned} p_{sonde,exp,abs} &= (p_{sonde,exp} + p_{def}) \\ \Rightarrow p_{sonde,exp,abs} &= (p_{sonde,exp} + p_{sys}) \\ \Rightarrow p_{sonde,exp} &= (p_{sonde,exp,abs} - p_{sys}) \end{aligned} \quad (3.3)$$

Bei der Auswertung der Experimente wird durch einen Korrekturfaktor  $p_{Korr} = p_{def} - p_1$  die eventuell vorhandenen Abweichungen zwischen Kalibrator und Eingangsdruck an Stelle P1 berücksichtigt mit  $p_{sonde,exp} = p_{sonde,exp} + p_{korr}$ .

Bei der Simulation entspricht der Systemdruck dem Druck am Eintritt. Hier beträgt der Druck per definitionem 0 bar. Um konsistente Positionen der Systemdrücke bei der Simulation und beim Experiment herzustellen, wird der ermittelte Druck der Simulation mit dem statischen Druck an Stelle P1 korrigiert, siehe Formel 3.4.

$$\begin{aligned} p_{sonde,sim,abs} &= (p_{sonde,sim} + p_{sys}) \\ \Rightarrow p_{sonde,sim} &= (p_{sonde,sim,abs} - p_{sys} - p_1) \\ \Rightarrow p_{sonde,sim} &= (p_{sonde,sim,abs} - 0 - p_1) \end{aligned} \quad (3.4)$$

Für Simulation und Experiment ist somit  $p_{sonde,sim} = p_{sonde,exp} = p_{sonde}$ . Die Druckwerte sind direkt vergleichbar und sind als Totaldruckerhöhung von Einlass zu Auslass des Inducers zu verstehen.

Eine genaue Vorgehensweise inkl. der definierten Druckwerte wird in 3.3 erläutert.



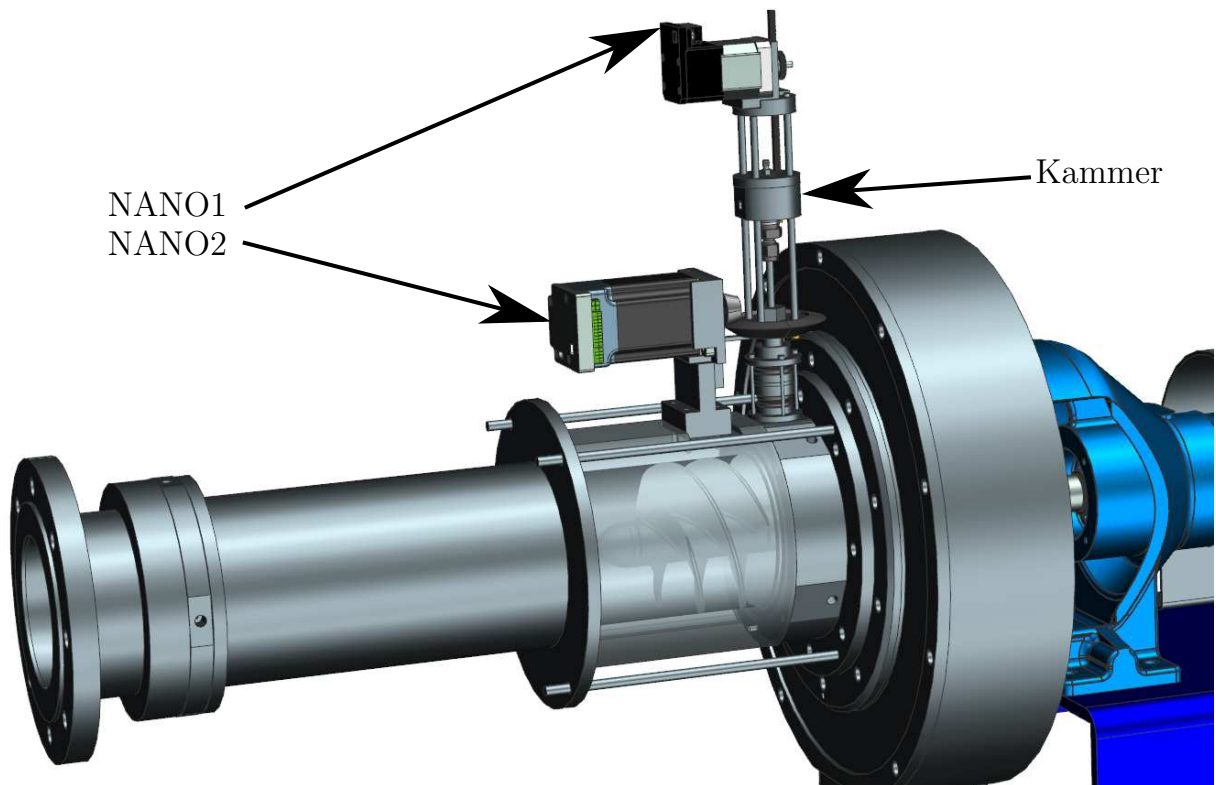


Abbildung 3.6: Überblick - Totaldrucksensor

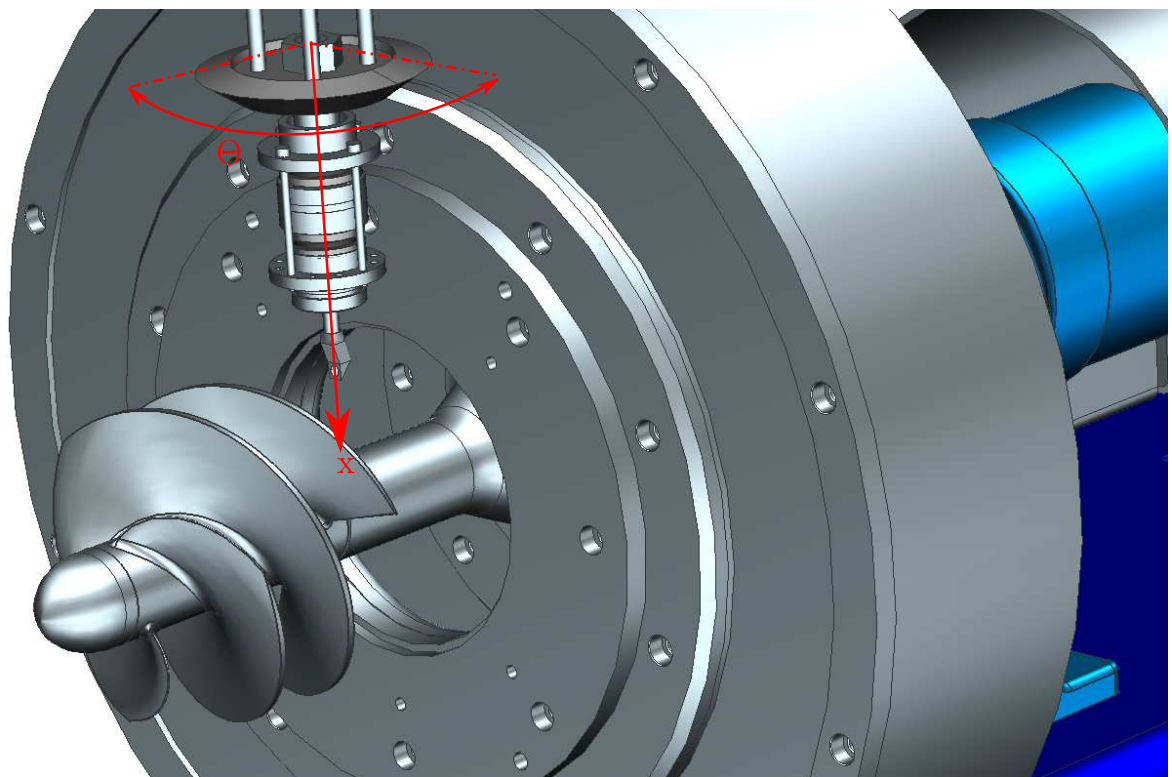


Abbildung 3.7: Detailansicht - Totaldrucksensor

Die Geometrie des konstruierten Sondenkopfes aus Abbildung 3.8 (b) orientiert sich an den theoretischen Grundlagen von Nitsche [NB06], Chue [Chu75] und Bryer [BP71] sowie Japikse [Jap86]. Resultierend daraus ist das Verhältnis zwischen Außen- und Innendurchmesser des Sondenkopfes gleich 0,66. Alle anderen geometrischen Konturen sind ein Resultat des 3D Druckverfahrens, mit dem der Sondenkopf aus Edelstahl gefertigt ist.

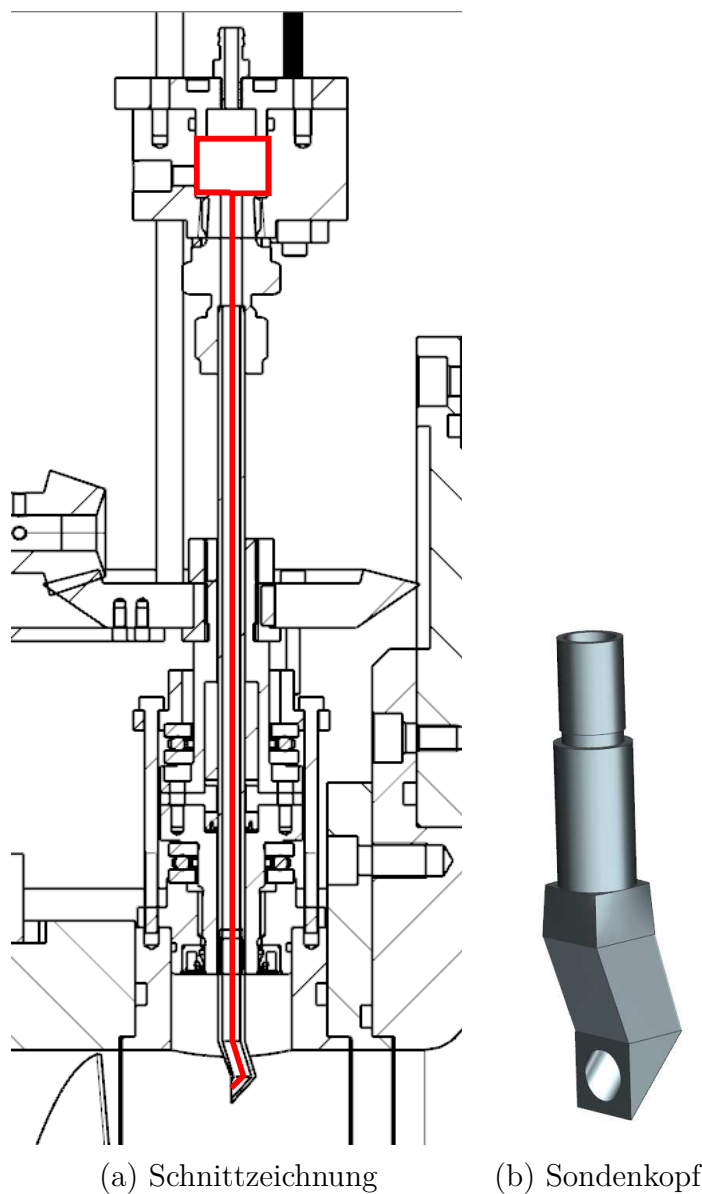


Abbildung 3.8: Totaldrucksensor - Detail

### Instationäre Messung des statischen Drucks

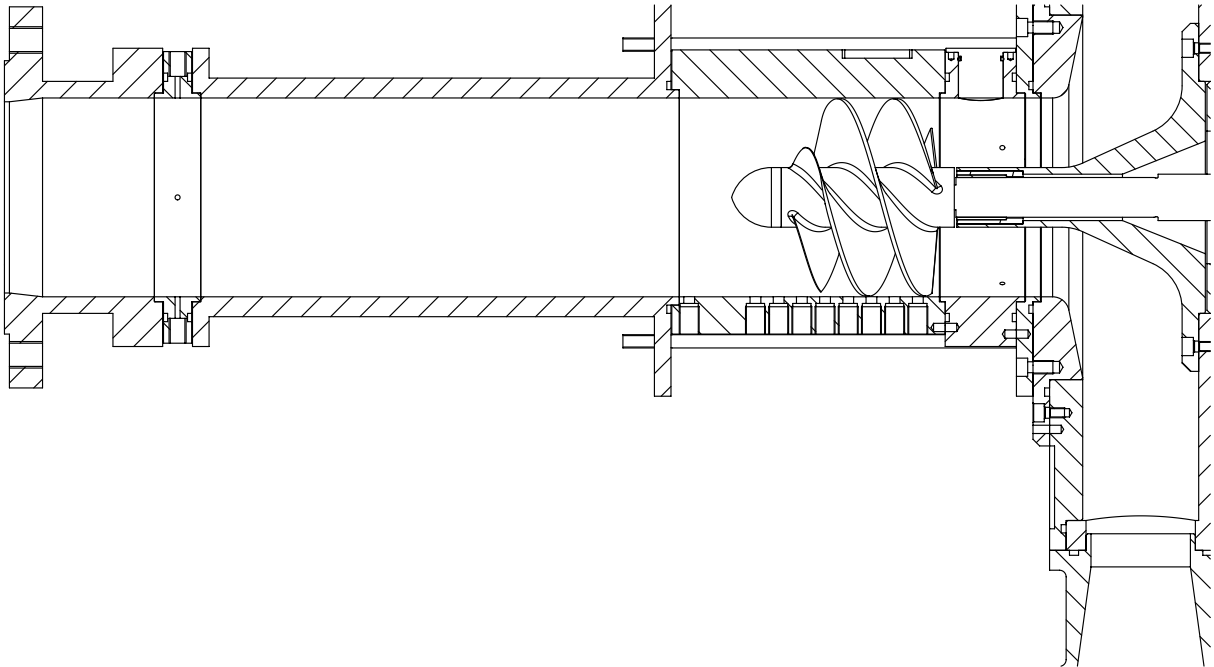


Abbildung 3.9: Messstrecke - Instationäre Druckmessung

Abbildung 3.9 zeigt das modifizierte Plexiglas-Gehäuse der Messstrecke, zur instationären Messung der statischen Drücke. Die transiente Druckmessungen entlang der axialen Position erfolgen an den Stellen  $P_a$  bis  $P_j$  aus Abbildung 3.10. Der vom Inducer abhängige geometrische Parameter  $X_a$  ist in Tabelle 3.4 aufgeführt. Unabhängig vom Inducer sind  $X_{ab} = 40$  mm und  $X_P = 14$  mm. Bei den Sensoren handelt es sich um Drucktransmitter der Serie M5HB der Firma „Keller Gesellschaft für Druckmesstechnik mbh“.

Ein integrierter Strom-Spannungs-Wandler und eine für die hochfrequente Datenerfassung ausgelegte Messkette garantieren eine störungsfreie Übermittlung der hochfrequenten Voltssignale. Tabelle 3.5 enthält die physikalischen und technischen Daten des Sensors. Durch ein Triggersignal, das die Aufzeichnung der transienten Druckwerte startet, ist eine Korrelation zwischen Drucksignal und Drehposition des Inducers möglich.

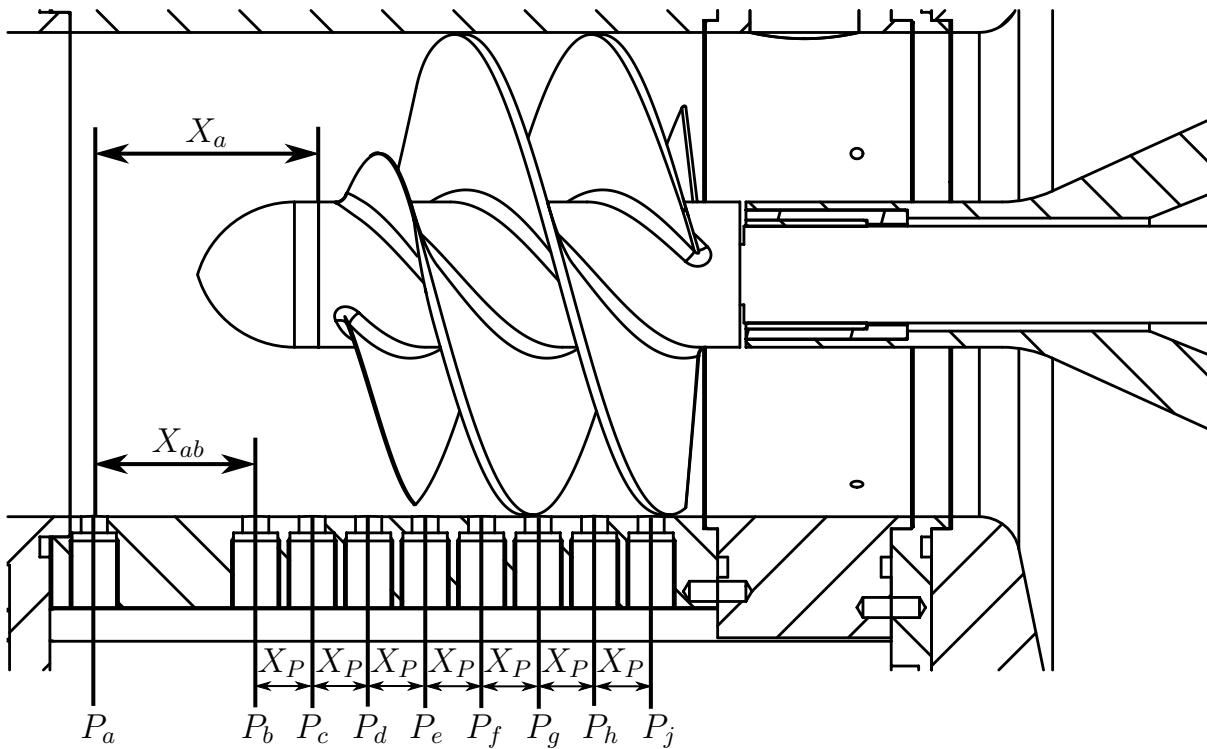


Abbildung 3.10: Messstrecke - Instationäre Druckmessung Detailansicht

Tabelle 3.4: Instationäre Druckmessung - Abmaße

Abstand	I1, I2	I1s, I2s
$X_a$	55,6 mm	78,8 mm

Tabelle 3.5: Drucktransmitter - Keller

Größe	Wert	Einheit
Druckbereich absolut	0...3	bar
Grenzfrequenz	50000	Hz
Genauigkeit	0,1	%

### 3.1.3 Anstrichbilder

Für die Erstellung der Anstrichbilder wird der Kreislauf des Prüfstandes nach Abbildung 3.11 modifiziert. Das Durchflussmessgerät ist versetzt und das Fluid wird nicht zurück in den Tank gefördert, sondern in die Umgebung abgeleitet. Dies ist notwendig, da sonst die zugesetzte Farbe das System und den Tank verschmutzen würde.

Hamkins [Ham99] und Murakami [MKA80] beschreiben im Detail wie Anstrichbilder in rotierenden Systemen mit Wasser als Arbeitsmedium durchgeführt werden können. Die Auswahl der hier verwendeten Ölfarbe (Leinos Weißlack weiß 820 seidenglänzend) erfolgt äquivalent zu Hamkins. Abweichend zu den damals durchgeführten Untersuchungen erfolgt die Verdünnung der Farbe nicht mit Motoröl, sondern mit Leinöl. Gründe dafür sind die Umweltverträglichkeit und die damit verbundene einfachere Handhabung beim Versuchsaufbau.

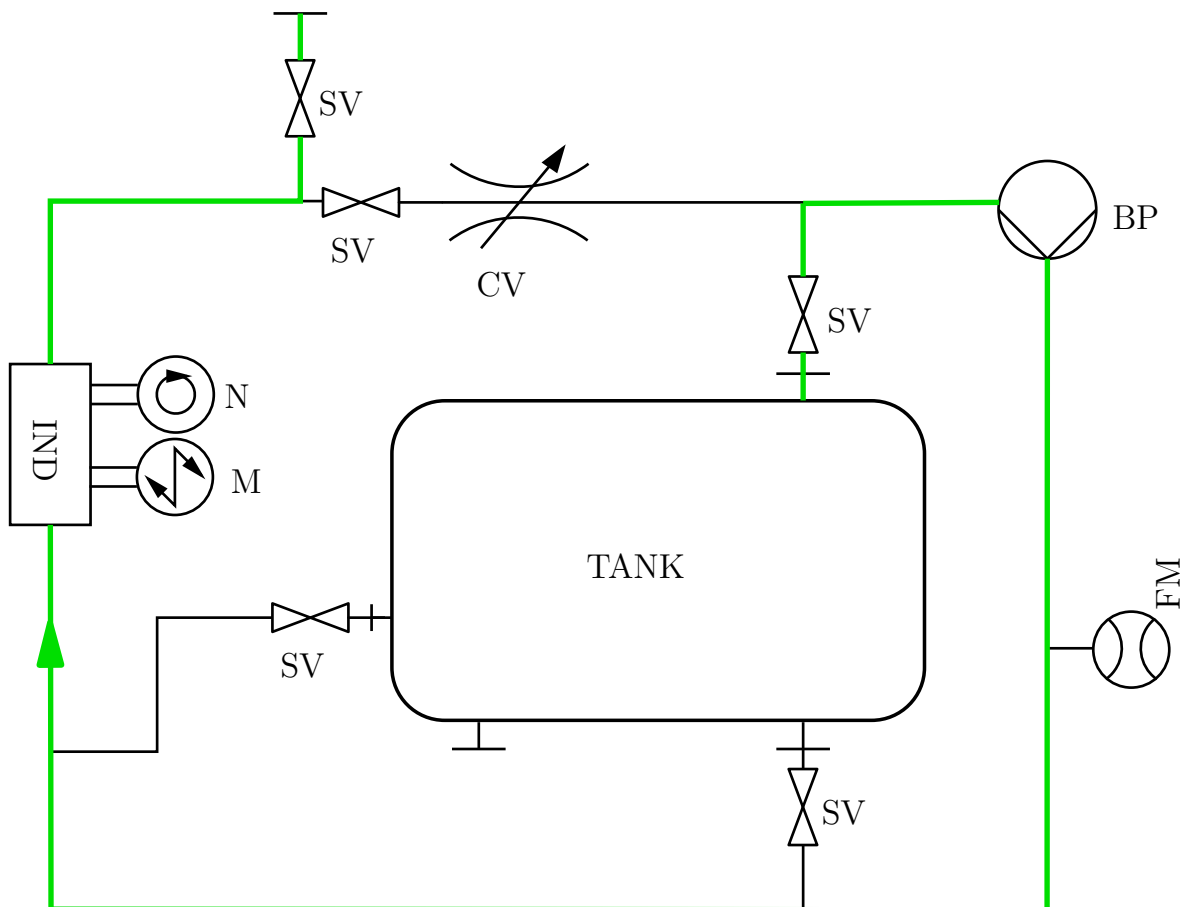


Abbildung 3.11: Hydraulikplan - Anstrichbilder

## 3.2 Numerisches Setup

Die hier definierten und festgelegten Einstellungen sind verifiziert durch Voruntersuchungen, die in Abschnitt 3.4 beschrieben sind.

Zur Durchführung der 3D-CFD-Simulationen ist eine geeignete Approximation des Rechengebietes durch eine Gitterstruktur notwendig, um die diskreten Stellen für die Finite-Volumen-Methode zu erzeugen. Die Strömung stellt sich aufgrund von vorgegebenen Randbedingungen beim Einlass, beim Auslass und im Inducer ein. Auf den Knotenpunkten der Netzstruktur, den diskreten Punkten, werden die physikalischen Daten der Strömung durch die algebraischen Gleichungen approximiert. Eine gezielte Auswertung auf Basis dieser berechneten Größen erfolgt an definierten Punkten und Ebenen im Rechengebiet, an den dort vorliegenden Knoten der Gitterstruktur.

Ansys ICEM und Turbogrid werden zur Vernetzung verwendet. Für das numerische Lösen der RANS-Gleichungen wird Ansys CFX verwendet. Zur Auswertung wird Ansys CFD-Post genutzt. Die Versionsnummer aller Ansys-Produkte ist 17.2.

Im Folgenden sind die Netzstrukturen und die Randbedingungen der CFD-Simulation dargestellt.

„Alle Rechnungen werden auf dem Hochleistungsrechner „Elwetritsch“ der zur „Allianz für Hochleistungsrechnen Rheinland-Pfalz (AHRP)“ gehört durchgeführt.“ [Fle17]

### 3.2.1 Netz

Alle Netze zur Annäherung des Rechengebietes sind blockstrukturiert. Die Inducergeometrie, inklusive der Nase, entspricht der Geometrie, wie sie auch im realen Versuch eingesetzt und im Kapitel Inducerdesign beschrieben wird. Unterschiede aufgrund der axialen Länge und unterschiedlichen Geometrie der Schaufelvorderkante von Inducerversion I1 und I2 verändern nicht die grundlegenden Netzstrukturen. Die beim Übergang von Schaufel und Nabe vorhandenen Fillets der Inducermodele sind im Simulationsmodell allerdings vernachlässigt. Die Vernachlässigung ermöglicht eine bessere Netztopologie, die zu besser konvergierenden Rechnungen führt. Der Einfluss der fehlenden Fillets kann für diesen Anwendungsfall vernachlässigt werden. Der nicht relevante Einfluss der Fillets ist beispielsweise in [GMB19] und [GMHVB19] gezeigt.

Alle Netze werden zur Auflösung der viskosen Unterschicht mit einem dimensionlosen Wandabstand von  $y^+ \leq 1$  erzeugt. [FP08]

Bei der Generierung der Netze bzw. des Zielwertes für  $y^+$  sind auch die unterschiedlichen Volumenströme beachtet. Diese haben einen Einfluss auf den  $y^+$ -Wert

durch die Änderung von  $u_\tau$ . Bei der Generierung der Netze ist durch den  $y^+$ -Wert allerdings nur eine Aussage zum Abstand des ersten Elementes zur Wand gemacht. Zusätzlich wird durch eine maximale Expansionsrate von 1,2 sichergestellt, dass ab dem zweiten Drittel der Strömungspassage mindestens 10 Elemente in der Grenzschicht vorhanden sind, um diese hinreichend genau auflösen zu können. Abgeschätzt wird die Anzahl der Elemente in der Grenzschicht über die Berechnung der Grenzschichtdicke an einer ebenen Platte, siehe Formel 3.6. Berechnet wird die Dicke der Grenzschicht an der Stelle  $x = 1/3 \cdot L_{sch}$  wobei  $L_{sch}$  die Länge der Schaufelpassage ist. Mit gegebenem  $y^+$  kann der Abstand des ersten Elementes  $y$  nach der Gleichung 3.5 berechnet werden und mit einer definierten Expansionsrate von 1,2 kann die Größe eines jeden weiteren Elements bestimmt werden. Durch Aufsummieren der Elemente bzw. ihrer Abmessungen wird die Anzahl bis zum Erreichen der Grenzschichtdicke bestimmt.

Die Definition von  $y^+$  ist in Schlichting [SG06] gegeben mit Gleichung 3.5.

$$y^+ = \frac{u_\tau y}{\nu} \quad (3.5)$$

$$\delta = \frac{5}{Re^2} \sqrt{\frac{x}{L}} \quad (3.6)$$

## Überblick

Abbildung 3.12 zeigt einen Überblick der Gebiete deren Geometrie durch Netzstrukturen angenähert werden. Die Strömung tritt in die „Einlaufstrecke“ ein und verlässt im Anschluss an den rotierenden „Inducer“ durch die „Auslaufstrecke“ das durchströmte Gebiet. Die Einlaufstrecke enthält die Geometrie der Nase des Inducers. Beim Aufbau des Simulationsmodells wird die Wand der Nase mit einer Rotation versehen, sodass sie zur drehenden Inducerdomain passt. Zur Simulation wird ein Vollkreismodell verwendet, um instationäre Effekte erfassen zu können. Im Folgenden sind die generierten Netzstrukturen genau beschrieben und dargestellt. Eine Zusammenfassung der Anzahl der Elemente pro Simulationsmodell abhängig von der Inducergeometrie liefert Tabelle 3.6

Tabelle 3.6: Elementanzahl, Simulationsmodell

Simulationsmodell	I1	I2	I1s	I2s
Anzahl Knoten / Millionen	8,05	7,91	7,21	6,97

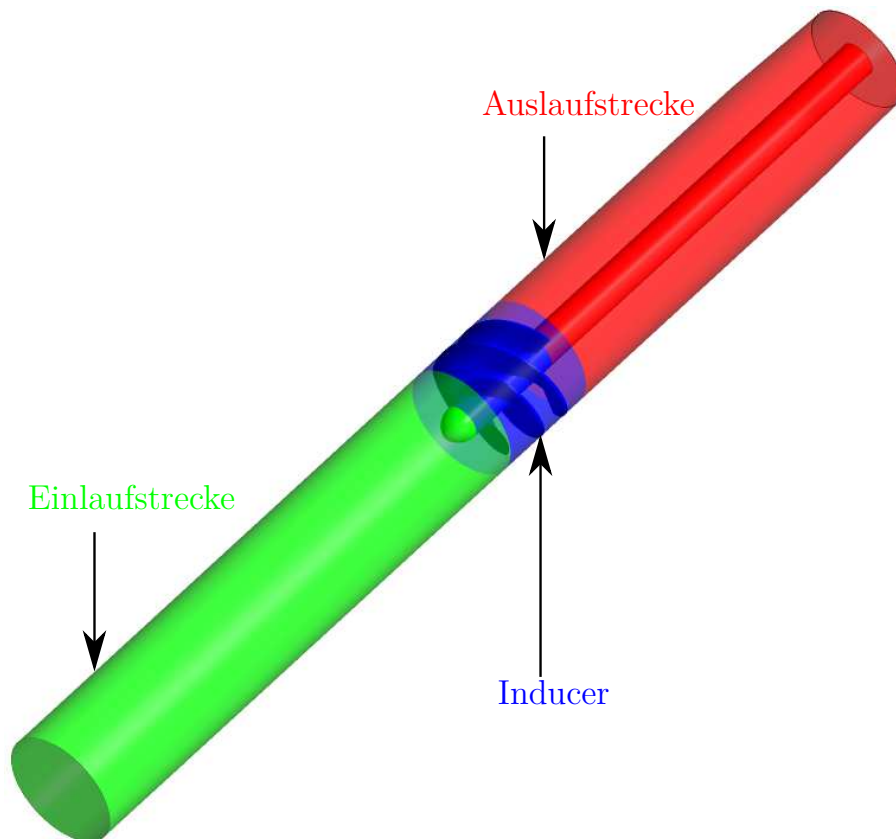


Abbildung 3.12: CFD - Überblick

### Einlaufstrecke

Die Einlaufstrecke weist eine axiale Erstreckung von 588 mm auf. Abbildung 3.13 zeigt die Struktur der Oberflächennetze, aus denen ein 3D-Netz generiert wird. In (a) ist die Seitenansicht dargestellt, in der sich die in Strömungsrichtung feiner werdende Netzstruktur in axialer Richtung zeigt. Die Nase und die Verbindungsfläche zum Inducer wird in (b) gezeigt. Auch die feine Auflösung der Nasengeometrie ist hier deutlich. Teil (c) zeigt die Vorderansicht der Einlaufstrecke, die im Zentrum feinere Netzstruktur als Resultat der feinen Nasennetze ist auch hier zu erkennen.



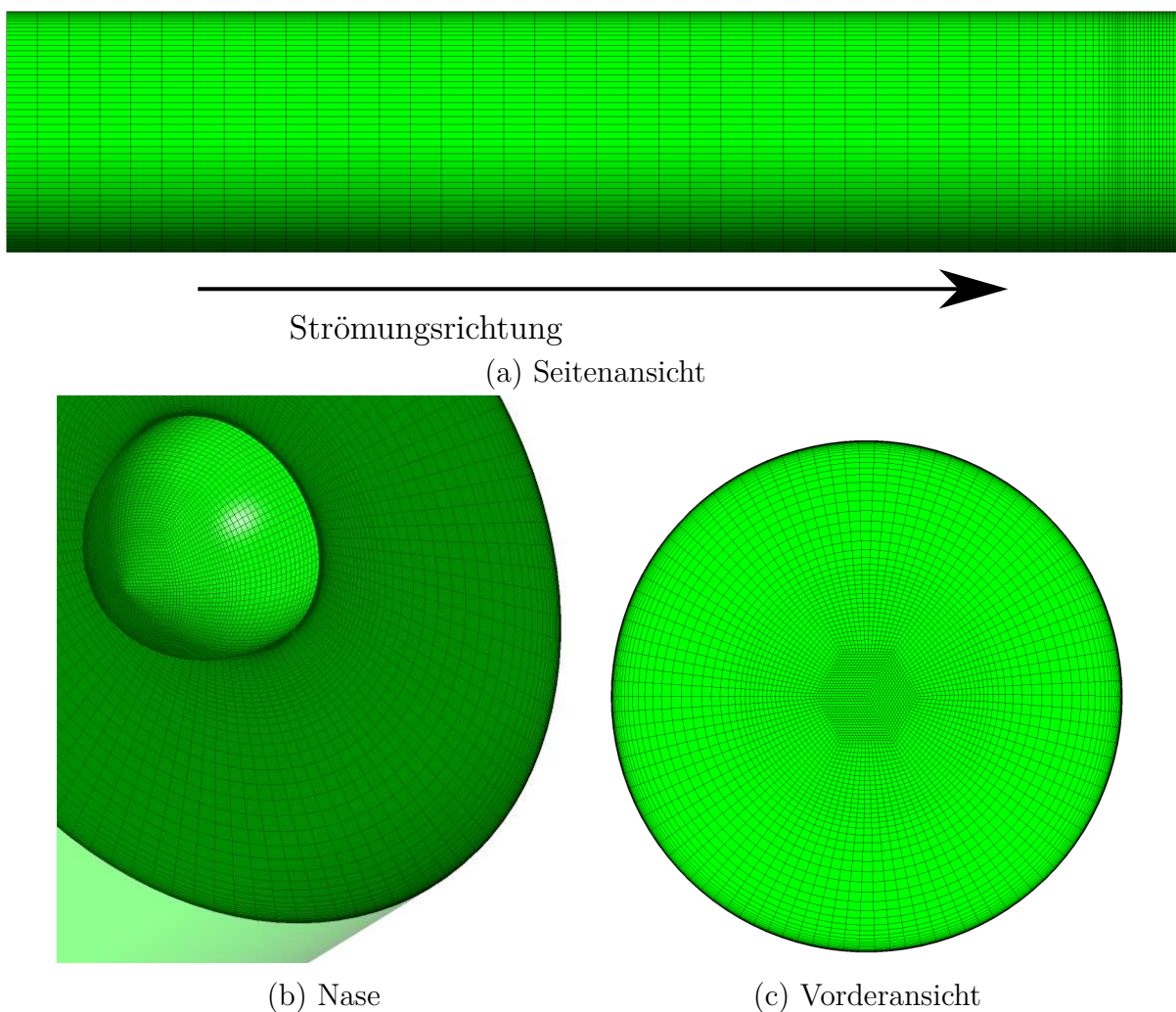


Abbildung 3.13: CFD - Einlaufstrecke

## Inducer

Die Auflösung der Netzstruktur des Inducers ist in Abbildung 3.14 dargestellt. Neben der feinen Auflösung in radialer Richtung ist eine feine Auflösung innerhalb der Schaufelpassagen in (a) und (b) ersichtlich. Dies ist notwendig, um die erwarteten und zu untersuchenden Sekundärströmungen erfassen zu können. Teil (c) zeigt die Vorderansicht bzw. die Verbindungsfläche zur Einlaufstrecke. Die Fläche, die an der Auslaufstrecke anliegt, ist nahezu äquivalent und deswegen nicht abgebildet. Der Spalt von 0,5 mm zwischen der Blattspitze des Inducers und dem Gehäuse ist mit 22 Elementen in radialer Richtung aufgelöst.

Die axiale Länge der Inducerdomain ist abhängig vom Inducermmodell. Für Inducer I1 und I2 ergibt sich  $L_{ax} = 110,4\text{mm}$  und für die Modelle I1s und I2s ist  $L_{ax} = 87,4\text{mm}$ .

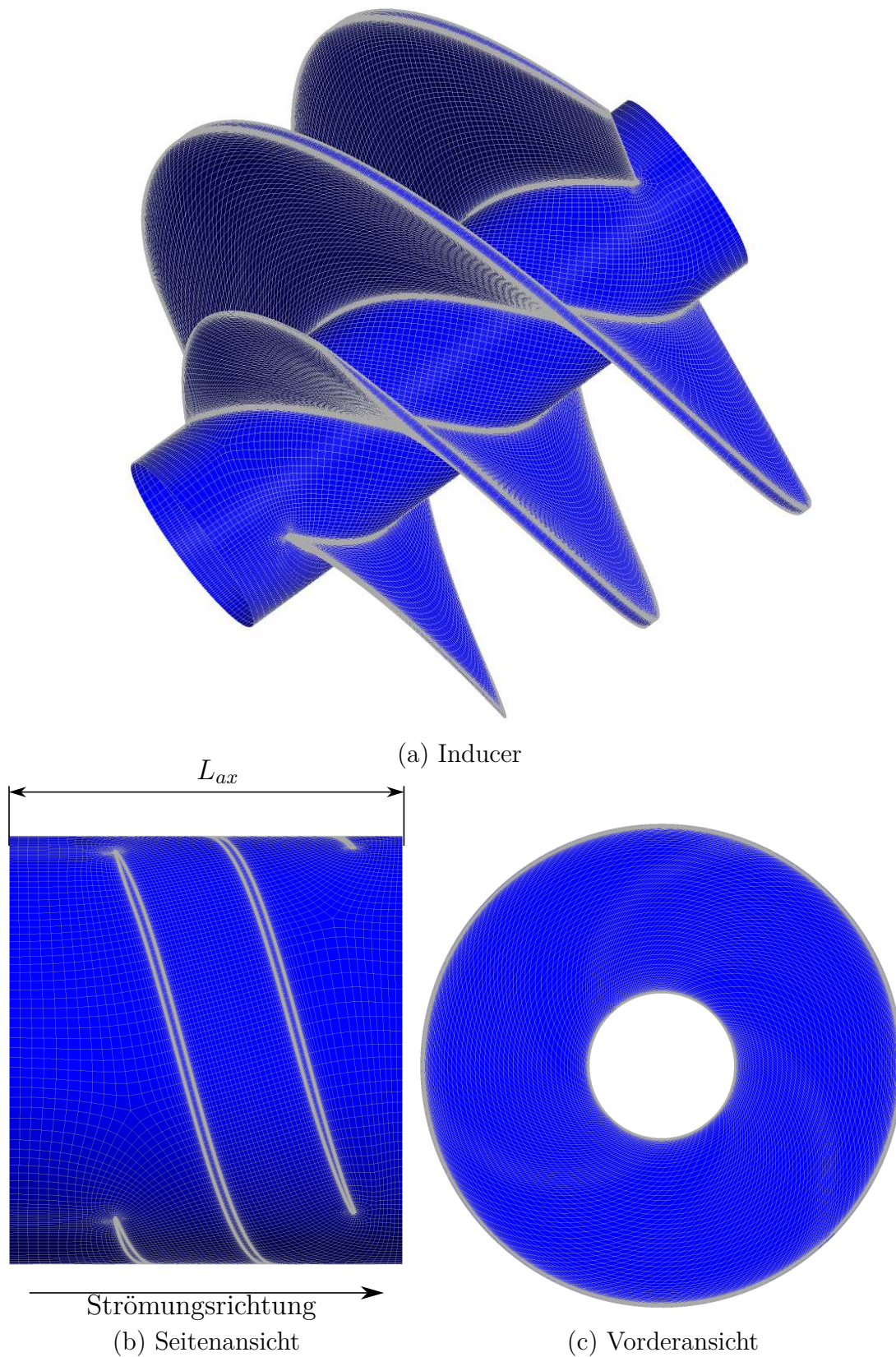


Abbildung 3.14: CFD - Inducer

## Auslaufstrecke

Die Auslaufstrecke in Abbildung 3.15 (a) zeigt eine Verringerung des Durchmessers im letzten Viertel. Die axiale Erstreckung ergibt sich mit 470 mm. Ebenso nimmt die Breite der Elemente in der Richtung Ausströmfläche zu. Beide Maßnahmen sind für die numerische Stabilität der Rechnung notwendig. Die Netzstruktur der Oberfläche an der nicht drehenden Nabe der Auslaufstrecke und die radiale Verteilung der Elemente an der Ausströmfläche sind in (b) und (c) dargestellt.

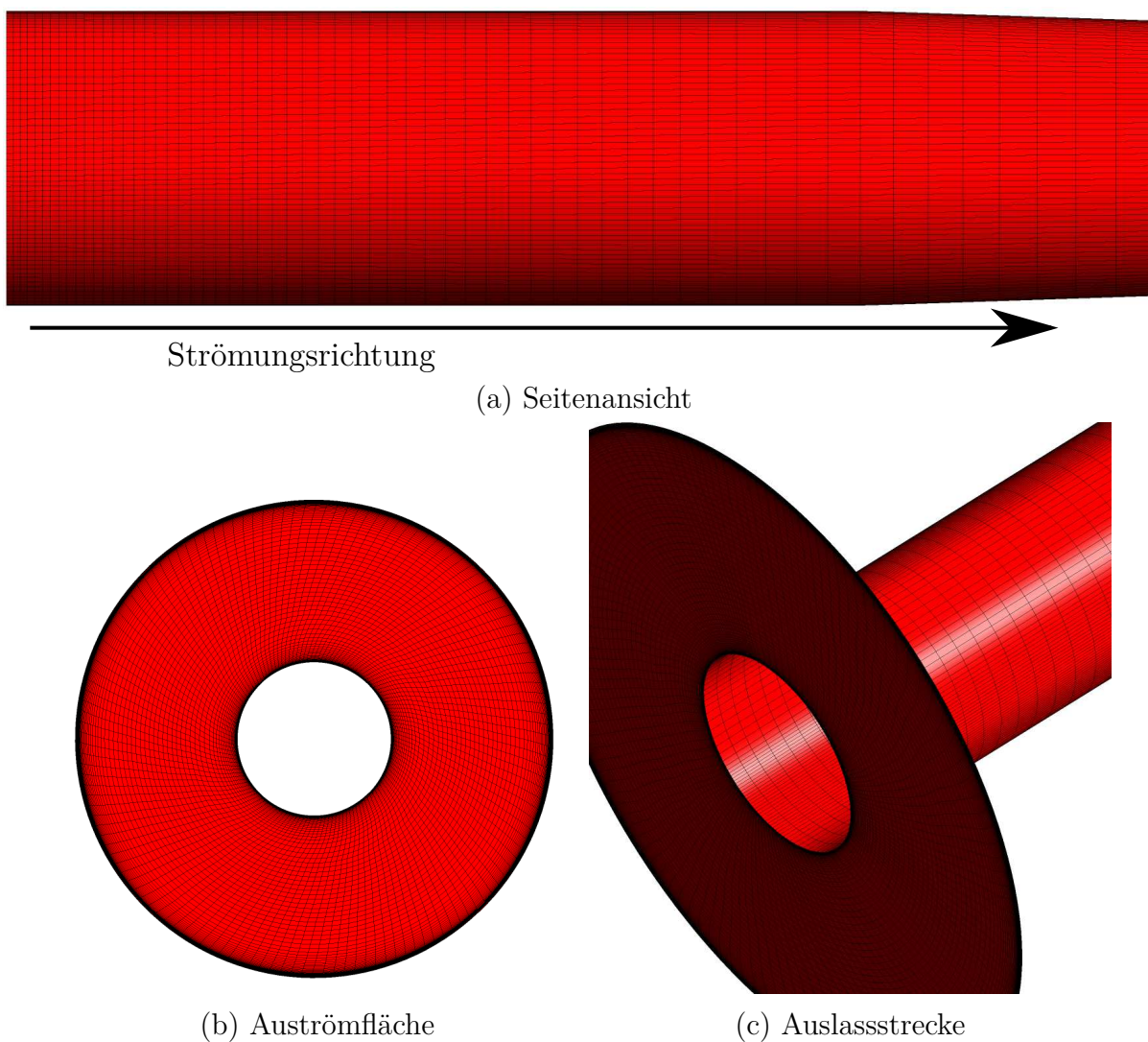


Abbildung 3.15: CFD - Auslaufstrecke



### 3.2.2 Simulationsmodell

Abbildung 3.16 zeigt die Aufteilung des Simulationsmodells und alle relevanten Flächen. Unabhängig davon, ob es sich um stationäre oder instationäre Simulationen handelt, werden die folgenden allgemeinen Simulationseinstellungen festgelegt. Die Einstellungen sind in Tabelle 3.7 aufgeführt. Der variable Massenstrom am Auslass ist die zum Experiment äquivalente Regelgröße bei der späteren Durchführung der Simulationen. Diese Größe ist in Tabelle 3.7 mit „**variabel**“ verdeutlicht.

Tabelle 3.7: Simulation allgemein - Randbedingungen

Position/Gebiet	Einstellung	Wert	Einheit
Einlass	Totaldruck	0	bar
Auslass	Massenstrom	<b>variabel</b>	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$
Alle Bereiche	Referenzdruck	1	bar
Alle Bereiche	Medium	Wasser (21 °C)	-
Alle Bereiche	Wärmeübergang	Aus	-
Inducer	Rotation	1500	rpm
Nase	Rotation	1500	rpm
Einlaufstrecke	Keine Rotation	-	-
Auslaufstrecke	Keine Rotation	-	-
Gehäusefläche Inducer	Entgegengesetzte Rotation	-1500	rpm
Alle Wände	Reibungsbehaftet	-	-

Alle Rechnungen erfolgen in zweiter Ordnung und sind mit doppelter Genauigkeit gelöst.

Zur Modellierung des Reynolds-Spannungs-Tensors der RANS Gleichungen ist das SSG-Modell verwendet. Als Reynolds-Spannungs-Modell ist es geeignet, die komplexen Strömungszustände zu beschreiben die in Bezug auf die in Arbeitshypothese 1 untersucht werden und interessant sind. Aufgrund des geringen Mehraufwandes wird zusätzlich der Unterschied des SSG Modells zu den Wirbelviskositätsmodellen SST und Spalart-Allmaras hinsichtlich der allgemeinen Performance des Inducers verdeutlicht. Die Beantwortung der Arbeitshypothesen erfolgt allerdings mit Simulationsdaten, bei denen mittels des SSG-Modells modelliert wird.

Zum Lösen der RANS Gleichungen und des SSG-Modell sind wegen der komplexen Gleichungen zeitabhängige instationäre Simulationen notwendig. Diese benötigen stationäre Startlösungen welche mit Modellierung durch das SST-Modell erzeugt werden.

Als Experten-Parameter wird „trilinear advection=f“ gesetzt. Mit dieser Einstellung wird ein besseres Konvergenzverhalten erzielt. Der Wärmetransfer ist nicht betrachtet, so dass die Energiegleichung nicht berücksichtigt ist.

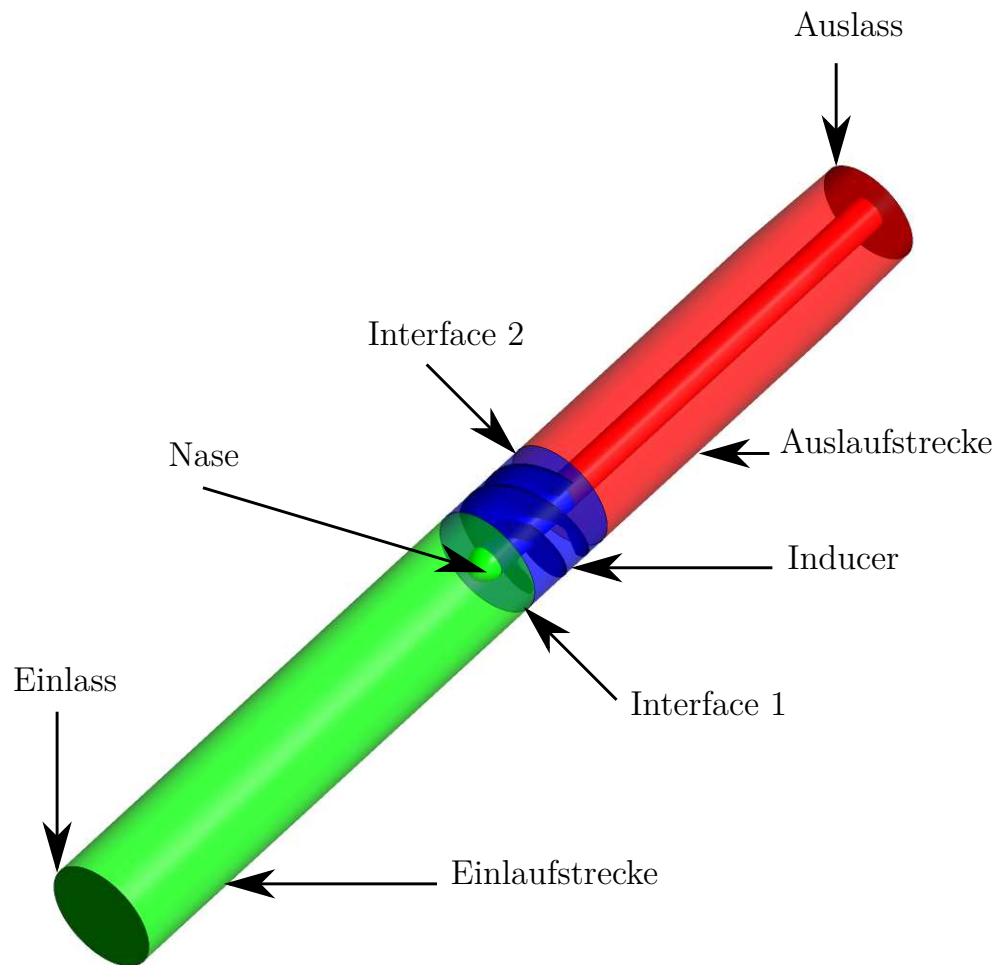


Abbildung 3.16: Simulationsmodell

Abhängig davon, ob es sich um eine instationäre oder stationäre Simulation handelt, ergeben sich abweichende Einstellungen für die Flächen „Interface 1“ und „Interface 2“ aus Abbildung 3.16.

Für stationäre und instationäre Simulationen sind die Einstellungen des Lösungsalgorithmus und die Flächendefinitionen im Folgenden aufgeführt.

### Stationäre Simulationen

Die Stellung des Inducers bezogen auf die Einlauf- und Auslaufstrecke hat keinen Einfluss auf die Performance und die Strömung, da sich im Vor- und Nachlauf keine weiteren strömungsrelevanten Bauteile befinden. Somit werden beim Wechsel des Bezugssystems die Interfaces 1 und 2 als „Frozen Rotor“ modelliert. Zum Erreichen einer konvergierten Lösung erfolgt bei jedem untersuchten Massenstrom eine festgelegte Anzahl von 1500 Iterationsschritten. Abhängig von der Iterationszahl ist der „Physical Timescale“ gesetzt als:

Iterationsschritt  $\leq 900$ , Timescale= $10/\omega$

Iterationsschritt  $> 900$ , Timescale= $1/\omega$

### Instationäre Simulationen

Ein „Transient Rotor Stator Interface“ ist bei den instationären Rechnungen für Interface 1 und 2 verwendet. Die Definition eines Zeitschrittes der instationären Rechnung erfolgt über einen fest vorgegeben Wert in Sekunden. Der Zeitwert ist abhängig von der Drehzahl und entspricht nach Gleichung 3.7 einer definierten Drehung des Inducers.

$$\text{Zeitschritt} = \frac{1}{n} \cdot \frac{\text{Gradzahl}}{360} \quad (3.7)$$

In der definierten Gleichung entspricht  $n$  der Drehzahl in Sekunden und die *Gradzahl* der gewünschten Drehung in Grad des Inducers pro Zeitschritt. Pro Zeitschritt werden sieben Iterationen für das Erreichen einer konvergenten Lösung veranschlagt. Die Plausibilität dieses Zeitschrittes wird in den Voruntersuchungen bestätigt. Als Startlösung für die zeitabhängige instationäre Rechnung wird eine konvergierte stationäre Lösung mit äquivalentem Massenstrom verwendet oder eine konvergierte eingeschwungene instationäre Rechnung.

Der Einschwingvorgang ist in folgendem Abschnitt erläutert.

## 3.3 Durchführung und Datenerfassung

In den folgenden Abschnitten ist das Vorgehen bei der Generierung und Erfassung der experimentellen und numerischen Daten beschrieben.

Alle numerischen Größen, bei denen die ermittelten transienten Daten gemittelt werden, sind mit einem Oberstrich gekennzeichnet. Die experimentellen Daten sind durch den Zusatz „stationär“ oder „transient/instationär“ in Ihrer Zeitabhängigkeit beschrieben.

### 3.3.1 Experiment

Die unterschiedlichen Druckmessungen und die Anstrichbilder sind die Grundlage für die Beschreibung der Durchführung und Datenerfassung. Alle aufgeführten Ebenen und Punkte sind in den Abbildungen aus Kapitel 3.1 genannt und verdeutlicht.

#### Statische Druckmessung

- Durchführung

An der Ebene  $P_1$  und  $P_2$  erfolgt für mehrere Volumenströme bzw. Betriebspunkte, aufgeführt in Tabelle 3.8, die statische Druckmessung. Die Messungen starten mit größtem Volumenstrom, der im Anschluss sukzessive abgesenkt wird. Vor Beginn der Datenerfassung wird nach dem Einregeln des Volumenstroms eine Zeitdauer von mindesten 4 Minuten gewartet. Somit wird ein möglichst stationärer Betriebszustand sichergestellt. Für alle Betriebspunkte wird ein konstanter Totaldruck von 2,5 bar an Ebene  $P_1$  eingestellt. Durch diese Maßnahme ist ein kavitationsfreier Strömungszustand selbst bei hohen Geschwindigkeiten und starker Überlast ( $Q > Q_{dp}$ ) gewährleistet.

Tabelle 3.8: Untersuchte Volumenströme der stationären Druckmessung

Volumenstrom / $\frac{\text{m}^3}{\text{h}}$					
70	58	50	40	30	20
68	57	48	38	28	
64	56	46	36	26	
62	54	44	34	24	
60	52	42	32	22	

- Datenerfassung

Nach der Einregelung des Betriebspunkts werden die Daten wie folgt erfasst und aufgezeichnet:

Mit einer Abtastrate von 40 000 Hz werden über eine Zeitdauer von 1 s Messwerte aufgezeichnet und im Anschluss gemittelt. Dieser Mittelwert entspricht einem Messpunkt, der gespeichert wird. Pro Betriebspunkt werden 10 Messpunkte aufgezeichnet. Zusätzlich zum statischen Druck wird das Drehmoment und die Drehzahl in gleicher Weise erfasst und gespeichert.

### Totaldruckmessung (Strömungswinkel)

Abbildung 3.17 zeigt eine Detailansicht des bereits erläuterten Versuchsaufbaus. Die radialen Positionen, an denen der Druck gemessen wird, sind hier gekennzeichnet.  $R_M$  charakterisiert die mittlere Position des Meridianschnitts.  $R_{HM}$  und  $R_{MS}$  bezeichnen den mittleren Abstand zwischen  $R_M$  und dem Gehäuse bzw. der Nabe.  $R_{H+5}$  und  $R_{S-5}$  ist die Position  $\pm 5$  mm von Gehäuse oder Nabe. Dieser Versatz von 5 mm gegenüber den Wänden ist konstruktionsbedingt. Das Maximum des gemessenen Drucks kennzeichnet das Maximum an dynamischem Druck  $p_{dyn} = \frac{\rho}{2}c^2$  bzw. das direkte Anströmen des Sondenkopfes. Hier ist per Definition der Totaldruck gegeben. Der Winkel der Totaldrucksonde ist entsprechend dem Geschwindigkeitsdreieck gleichbedeutend dem Strömungswinkel  $\alpha_c$ , angetragen an der Meridiangeschwindigkeit  $c_m$  (Siehe Abbildung 3.18). Eine beispielhafte Aufnahme des Drucks von  $Theta = -20^\circ$  bis  $Theta = 93^\circ$  zeigt Abbildung 3.19. Der Winkel  $\Theta = \alpha_c$  kennzeichnet den Abströmwinkel des Inducers, bei dem der Druck maximal wird. Neben dem Abströmwinkel  $\alpha_c$  ist in Abbildung 3.19 auch der Winkel  $\alpha$  berechnet und aufgeführt. Nach Nitsche [NB06], Huston [Hus48] und Chue [Chu75] ist für die geometrischen Abmessungen des verwendeten Sondenkopfes der Pitot-Sonde mit  $\frac{D}{d} = 0,66$  der maximale Druck über einen Winkelbereich von  $22^\circ$  vorhanden. Dies ist in Abbildung 3.17 ersichtlich. Der maximale Druck bei einem Winkel von  $\alpha_c = 56^\circ$  ist bei  $\approx \pm 11^\circ$  auf einem konstanten Niveau. Ein Balken von  $\pm 11^\circ$  um den Winkel bei maximalem Druck kennzeichnet im Folgenden den Winkelbereich, in dem der Druck maximal ist.



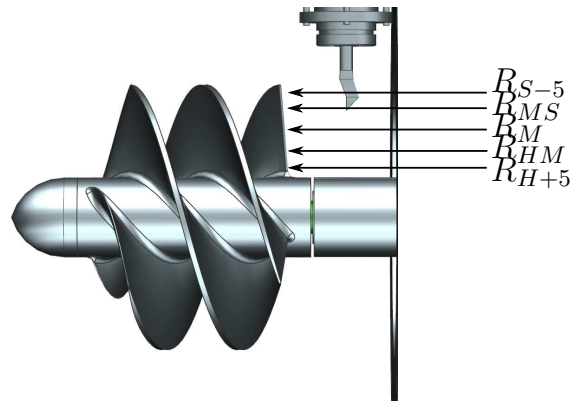


Abbildung 3.17: Auswertung EXP - Totaldruckmessung, Strömungswinkel

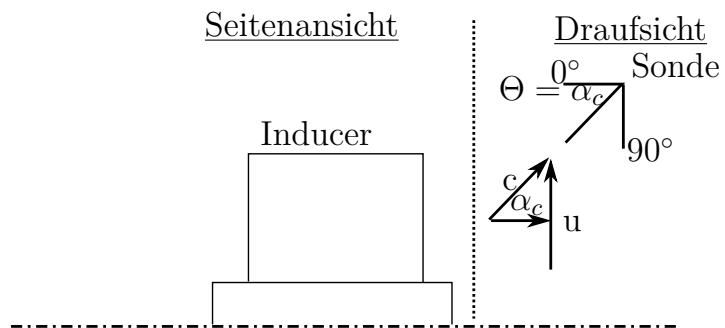


Abbildung 3.18: Totaldruckmessung, Strömungswinkel

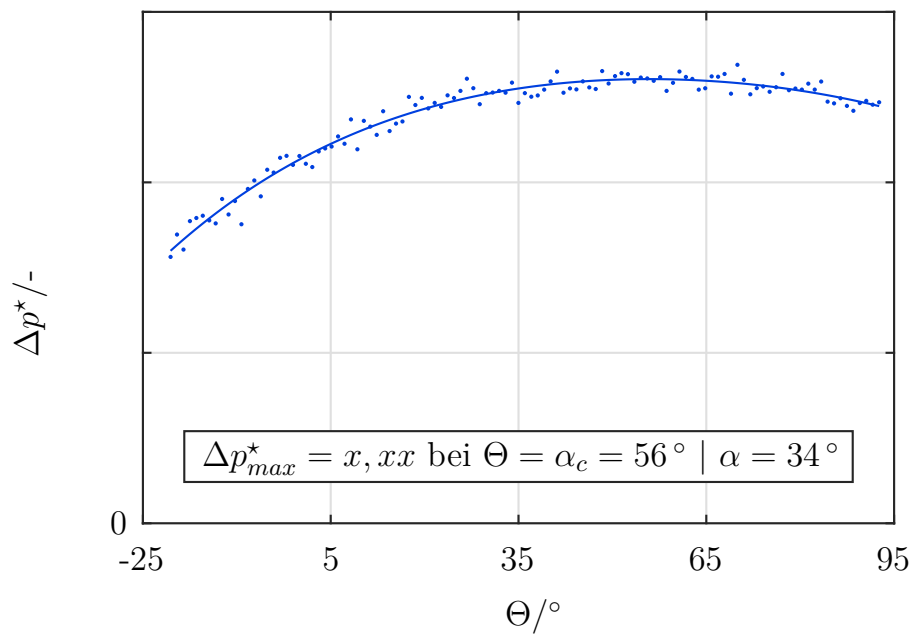


Abbildung 3.19: Beispiel Messung Totaldruck

- Durchführung

Eine Messung ist definiert durch eine radiale Position bei einem Volumenstrom. In Tabelle 3.9 sind die genauen radialen Positionen aufgeführt.

Tabelle 3.9: Messung zur Bestimmung  $P_{tot}$  - Radiale Positionen

Bezeichnung	Radiale Position	Einheit
$R_{S-5}$	55	mm
$R_{MS}$	49,125	mm
$R_M$	38,75	mm
$R_{HM}$	28,375	mm
$R_{H+5}$	23	mm

Die Messung des Drucks und des sich ergebenden Strömungswinkels sind bei jedem Schnitt für drei unterschiedliche Betriebspunkte durchgeführt:  $Q = Q_{dp}$ ,  $Q = 0,85 \cdot Q_{dp}$  und  $Q = 1,2 \cdot Q_{dp}$ . Gemessen wird hier der Druck bei einem Drehwinkel  $\Theta$  der Sonde von  $-20^\circ$  bis  $93^\circ$  in Schritten von  $1^\circ$ . Für einen kavitationsfreien Betrieb wird der statische Druck auf 2 bar an der Ebene  $P_1$  eingestellt. Ein definierter statischer Druck von 2 bar wird als Referenzdruck für die Druckmessung mittels Differenzdruckmessgerät generiert. Dieser Wert entspricht dem Druck am Einlass des Inducers.

Nach dem Einregeln des Volumenstroms wird durch eine Wartedauer von 5 Minuten eine Beruhigung der Strömung sichergestellt. Im Anschluss erfolgt ein Verfahren der Sonde auf die zu vermessende radiale Position. Für jede Winkelposition der Sonde, also von  $-20^\circ$  bis  $93^\circ$ , wird die Druckdifferenz zwischen dem definierten Referenzdruck und dem Druck an der Sonde gemessen und aufgezeichnet.

- Datenerfassung

Die Messung des Drucks erfolgt über eine Dauer von 5 s mit einer Abtastrate von 36 000 Hz. Die erfassten Werte werden gemittelt und dieser Mittelwert wird jeweils gespeichert.

Es ergeben sich 113 Messpunkte pro Position, mit denen ein  $\Theta$ -Bereich von  $-20^\circ$  bis  $93^\circ$  erfasst wird. Nach der Abbildung 3.18 entspricht  $\Theta$  dem Strömungswinkel  $\alpha_c$ .

#### Instationäre statische Druckmessung

- Durchführung

Die Messungen des instationären statischen Drucks entlang der axialen Position erfolgen für 3 Betriebspunkte. Die sich ergebenden Volumenströme sind  $Q = Q_{dp}$ ,  $Q = 0,85 \cdot Q_{dp}$  und  $Q = 1,2 \cdot Q_{dp}$ . Bei jedem Betriebspunkt erfolgt eine Wartezeit von 15 Minuten nach dem Einregeln des Volumenstromes. Diese Wartezeit ist notwendig, um den transienten Effekten, die sich aus dem Inducer ergeben, keine transienten Effekte zu überlagern, die aus der Änderung des Volumenstromes resultieren. Der Totaldruck an der Ebene  $P_1$  ist zur Vermeidung von Kavitation mit 2 bar eingestellt.

- Datenerfassung

Die Aufzeichnung der statischen Druckwerte an der Stelle  $P_a$  bis  $P_j$  erfolgt, sobald der Inducer eine vorher definierte Drehposition erreicht hat. Somit ist es möglich, den gemessenen Druck in einen Bezug zur Winkelposition des Inducers zu setzen. Der Druck wird mit einer Abtastfrequenz von 9000 Hz aufgezeichnet, was nach Gleichung 3.8 einer Drehung von  $1^\circ$  entspricht.

$$\text{Drehwinkel} = \frac{360}{f} * n \quad (3.8)$$

Die Aufnahme der Druckwerte erfolgt über eine Dauer von einer Minute, was 1500 Umdrehungen entspricht. Die für die Auswertung genutzte Anzahl an Umdrehungen wird in den Voruntersuchungen behandelt.

#### Anstrichbilder

- Durchführung

Für die Generierung der Anstrichbilder werden Farbe und Leinöl im Verhältnis  $\frac{\text{Öl}}{\text{Farbe}} = \frac{1}{4}$  gemischt. Das Auftragen der Farbe auf den Inducer erfolgt mit einer Lackierpistole und Druckluft. Abbildung 3.20 zeigt den Zustand des Inducers I2 vor den Versuchen mit aufgetragener Farbe. Die Zeit zwischen dem Auftragen der Farbe und dem Beginn des Versuchs, also dem Kontakt mit Wasser, beträgt 15 min. Die Drehzahl und der Volumenstrom ist über die Dauer des Versuches konstant gehalten. Basierend auf den Voruntersuchungen ist die Versuchsdauer 9 min. Alle Zeitangaben werden für jeden untersuchten Inducer bzw. Volumenstrom konstant gehalten.

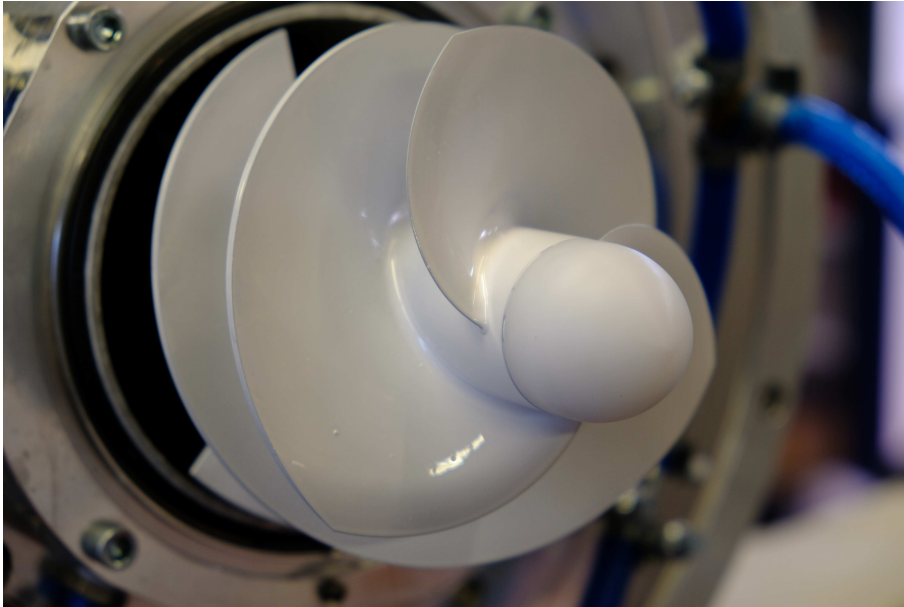


Abbildung 3.20: Anstrichbilder - Vor Versuch

- Datenerfassung

Die Datenerfassung der Anstrichbilder erfolgt mit einer hochauflösenden Spiegelreflexkamera. Nach Abschluss der Farbversuche sind Bilder aus unterschiedlichen Blickwinkeln erstellt.

## NPSH

- Durchführung

NPSH Messungen werden nur für die drei Betriebspunkte  $Q = Q_{dp}$ ,  $Q = 0,85 \cdot Q_{dp}$  und  $Q = 1,2 \cdot Q_{dp}$  durchgeführt. Die Messungen starten bei einem NPSH-Wert von 40 m. Bei jedem eingeregelt NPSH-Wert wird der Volumenstrom und die Drehzahl konstant gehalten. Der NPSH-Wert wird sukzessive abgesenkt bis ein Einbruch bei der generierten Förderhöhe zu erkennen ist. Gemessen wird der statische Druck an Ebene  $P_1$  und  $P_2$ , zur Bestimmung der Förderhöhe bzw. des NPSH-Werts. Der NPSH-Wert wird über den Druck im Tank eingestellt.

- Datenerfassung

Die Erfassung der Daten erfolgt äquivalent zur Datenerfassung der statischen Druckmessung. Mit einer Abtastrate von 40 000 Hz werden über 1 s Messwerte aufgezeichnet und im Anschluss gemittelt ausgegeben. Dieser Mittelwert entspricht einem Messpunkt, der gespeichert wird. Pro Betriebspunkt werden 10 Messpunkte aufgezeichnet.

### 3.3.2 Simulation

Alle geometrischen Abmessungen der Auswertepunkte und Ebenen, bezogen auf die Inducergeometrie, aus Abbildung 3.21 sind äquidistant zu den Punkten und Ebenen des experimentellen Aufbaus. Die Maße werden deshalb nicht gesondert angegeben und sind dem experimentellen Aufbau zu entnehmen.

Abweichend von der Beschreibung der experimentellen Untersuchungen erfolgt die Durchführung der stationären und instationären Simulationen unabhängig von der Datenerfassung. Eine numerische Untersuchung generiert alle notwendigen Daten. Die anschließend erfolgende Extraktion der Daten, die Datenerfassung, ist abhängig von den physikalischen Größen, die äquivalent zu den experimentell generierten Daten sind.

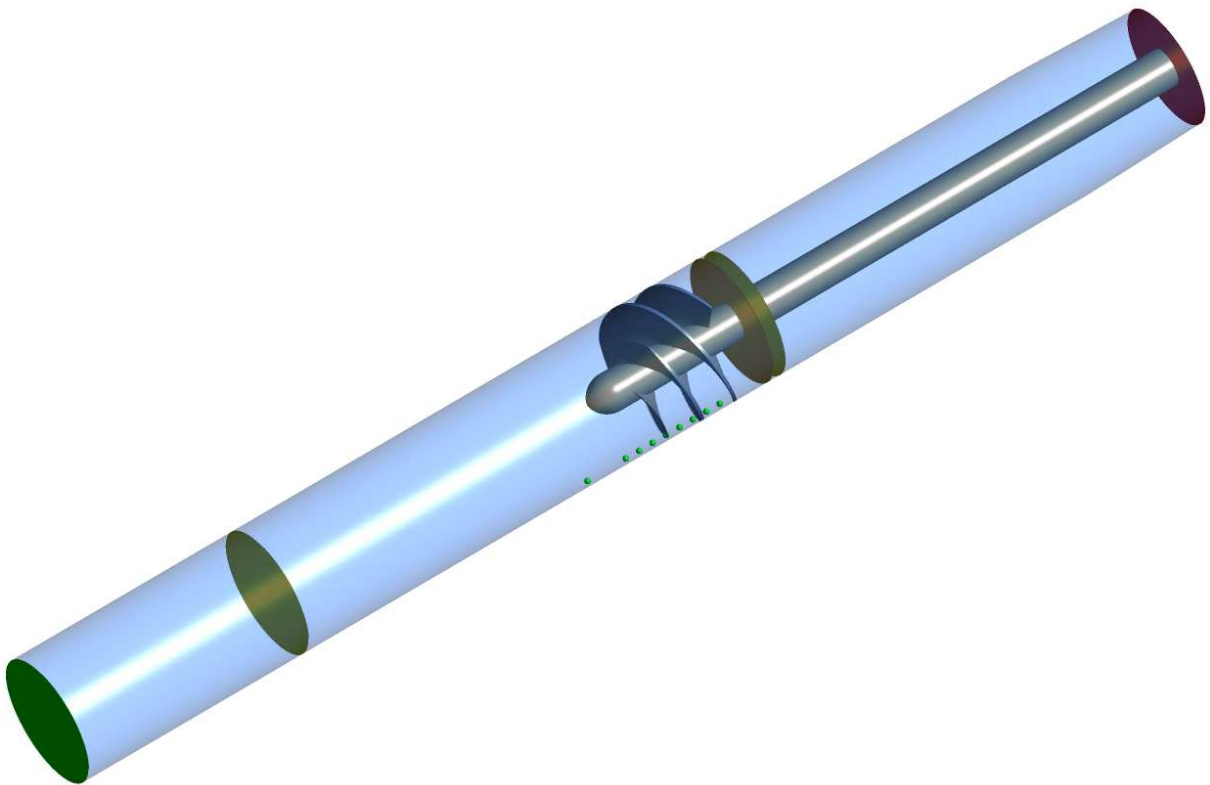


Abbildung 3.21: Auswertung CFD

## Stationäre Simulationen

- Durchführung

Am Auslass wird der Auslegungsmassenstrom  $\dot{m}_{dp}$  vorgegeben. Im Anschluss erfolgen Simulationen bei  $0,8 \cdot \dot{m}_{dp}$  bis  $1,2 \cdot \dot{m}_{dp}$ , in Schritten von 5%. Nach dem Erreichen von Konvergenz bzw. der vorgegebenen 1500 Iterationen wird der Massenstrom angepasst.

Die so definierten neun Rechnungen, mit unterschiedlichen Massenströmen am Auslass, werden für das SST- und das SPA-Modell durchgeführt. Für das SSG-Modell kann keine stationäre Rechnung erfolgen. Es kann hier keine numerische Konvergenz durch zeitunabhängige Gleichungen erreicht werden kann.

Zur Beurteilung der Konvergenz wird neben den maximalen Residuen und den RMS-Residuen die sich ergebende Förderhöhe  $H_{tot}$ , berechnet an den Ebenen  $P_1$  und  $P_2$ , als auch an Einlass und Auslass, betrachtet. Die Ebenen sind definiert in Abbildung 3.22. So ist neben der Konvergenz der Residuen auch eine Konvergenz der physikalischen Größen sichergestellt.

- Datenerfassung

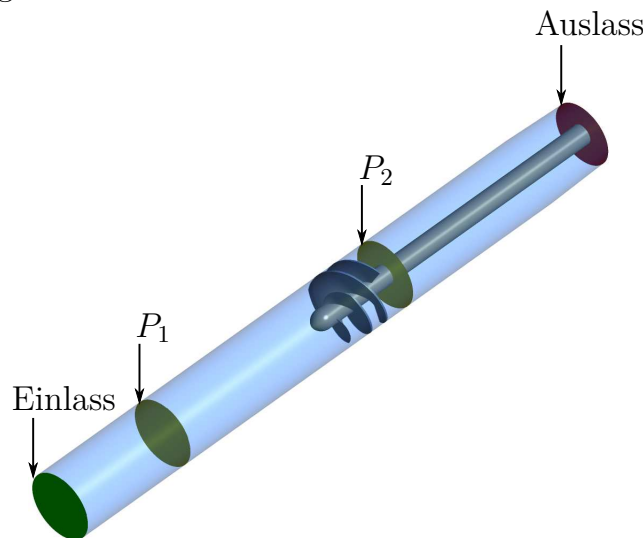


Abbildung 3.22: Auswertung CFD - Stationäre Simulation

Die Extraktion der physikalischen Daten aus den Lösungen der stationären Rechnungen erfolgt am äußeren Durchmesser der Ebenen  $P_1$  und  $P_2$  aus Abbildung 3.22. Die physikalischen Größen (Druck, Geschwindigkeit etc.) werden entlang des Außendurchmessers bestimmt und gemittelt. Bezogen auf die Druckmessung beim Experiment ist durch die Mittelung am Außendurchmesser eine möglichst vergleichbare Bestimmung des Druckes gewährleistet. Das Drehmoment wird an allen rotierenden Flächen des Inducers bestimmt.

### Instationäre Simulationen

- Durchführung

Wegen der Zeit, die zum Erreichen konvergierter instationärer Simulationen benötigt wird, werden nur drei Massenströme pro Inducer untersucht, nämlich  $0,85 \cdot \dot{m}_{dp}$ ,  $1 \cdot \dot{m}_{dp}$  und  $1,2 \cdot \dot{m}_{dp}$ . Für alle drei Massenströme werden Rechnungen mit dem SST-, SPA- und SSG-Modell durchgeführt. Neben der Konvergenz der Residuen ist es notwendig die physikalischen Größen als Bewertungskriterium für die Konvergenz zugrunde zu legen. Hier muss ebenfalls ein konvergierter und eingeschwungener Zustand vorliegen.

Für eine instationäre Rechnung ist es notwendig, eine Startlösung vorzugeben. Die folgenden Startlösungen werden für das SST- und das SPA-Modell verwendet: Startlösung bei einem Massenstrom von  $1 \cdot \dot{m}_{dp}$  am Auslass ist die konvergierte äquivalente Lösung der stationären Rechnung. Alle anderen Massenströme haben als Startlösung die eingeschwungene instationäre Rechnung des Auslegungsmassenstroms.

Das SSG-Modell benötigt eine eingeschwungene instationäre Lösung als Startlösung bei  $1 \cdot \dot{m}_{dp}$ . Die eingeschwungene Lösung des SST-Modells bei gleichem Massenstrom wird hier verwendet. Alle anderen Massenströme haben als Startlösung die eingeschwungene instationäre Rechnung des Auslegungsmassenstroms.

Abbildung 3.23 und 3.24 zeigen beispielhaft für das SST-Modell und bei einem Auslassmassenstrom von  $\dot{m}_{dp}$  den vorher beschriebenen Einschwingvorgang. Zur Beurteilung des Einschwingvorgangs werden die physikalischen Druckgrößen an  $P_a$ - $P_j$  und die Förderhöhe  $H_{tot}$ , berechnet mit den Totaldruckwerten an Ebene  $P_1$  und  $P_2$ , herangezogen. Abbildung 3.23 zeigt die Förderhöhe. Der statische Druck an Stelle  $P_e$ , als Funktion der Zeitschritte, ist in Abbildung 3.24 zu erkennen. Diese Abbildungen sind repräsentativ für alle durchgeführten Rechnungen und Punkte.

Ausgehend von der stationären Lösung (Zeitschritt 0-1500) startet die instationäre Rechnung mit einem Zeitschritt, der einer Drehung von  $36^\circ$  entspricht. Dieser wird nach einer definierten Anzahl an Umdrehungen, aufgeführt in Tabelle 3.10, verringert bis zu einer Zeitschrittdauer entsprechend einer Drehung von  $\frac{1}{6}^\circ$ . Ab einer Zeitschrittdauer von 0,0011 s bzw.  $1^\circ$  Drehung erfolgen so viele ganzzahlige Umdrehungen, bis ein eingeschwungener Zustand erreicht ist. Die Anzahl der Umdrehungen mit  $1^\circ$  ist bei jeder Rechnung individuell.

Im Anschluss erfolgt eine Rechnung mit  $\frac{1}{6}^\circ$  Drehung pro Zeitschritt für eine komplette Umdrehung von  $360^\circ$  des Inducers mit der eingeschwungenen Lösung als Startlösung.

Die kleinste Zeitschrittdauer von  $\frac{1}{6}^\circ$  bzw. 0,000 018 519 s resultiert aus der sich damit ergebenden mittleren Courant-Zahl. Diese ergibt sich hierbei zu  $\approx 5$ . Durch die Voruntersuchungen wird der Zeitschritt bestätigt.

Vereinzelt wird bei den numerisch instabileren Rechnungen mit dem SSG-Modell

von der Vorgehensweise in Tabelle 3.10 abgewichen. Der Einschwingvorgang startet mit einem Zeitschritt entsprechend sechs Grad Drehung und wird dann weiter abgesenkt bis zum Erreichen der  $\frac{1}{6}^\circ$ . Dies ist notwendig, da das sonst angewandte Vorgehen zu einer Divergenz der Residuen führt. Da eine konvergente und eingeschwingene Lösung in allen Fällen erreicht werden kann, wird das abweichende Vorgehen erwähnt und nicht dargestellt.

Tabelle 3.10: Instationäre Simulationen - Einschwingvorgang

Umdrehungen	Zeitschritte	Zeitschritt [s]	Drehung/Zeitschritt [°]
2	20	0,004	36
2	40	0,002	18
2	80	0,001	9
2	120	0,0067	6
2	240	0,0033	3
2	720	0,00011	1
X	X	0,0011	1
1	1080	0,000037037	1/3
1	2160	0,000018519	1/6
$\Sigma 14 + X$	$\Sigma 4460 + X$		



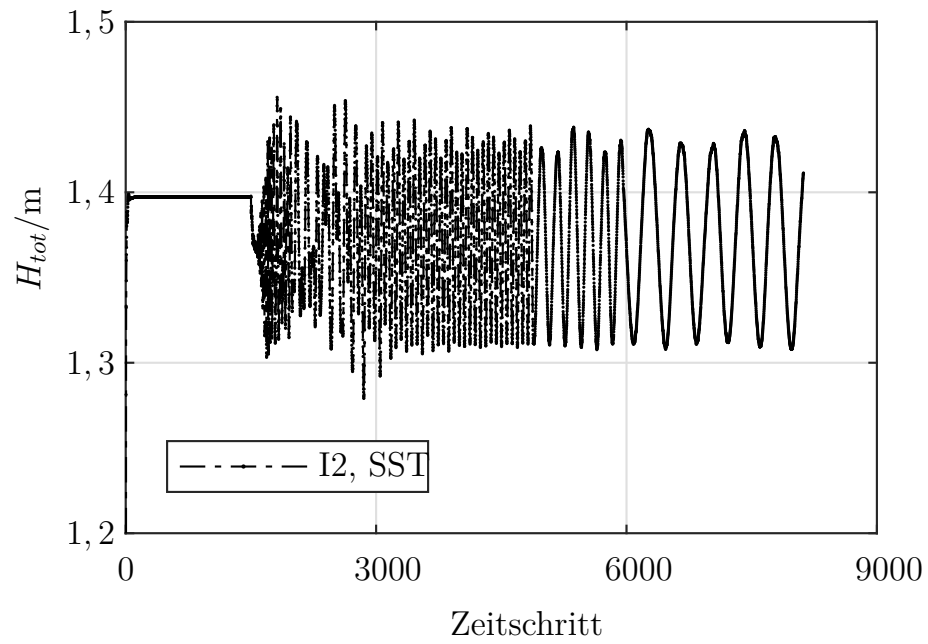


Abbildung 3.23: Einschwingvorgang Förderhöhe - Instationäre Simulation

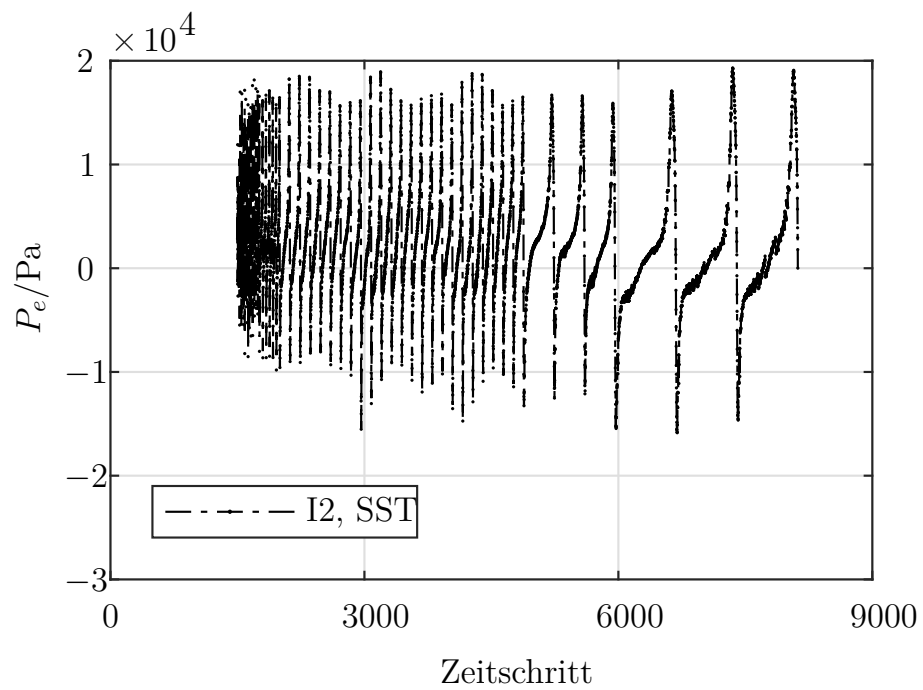


Abbildung 3.24: Einschwingvorgang Druck an  $P_e$  - Instationäre Simulation

## Extraktion - Allgemein

- Datenerfassung

Bei der Datenerfassung sind zwei Fälle zu unterscheiden.

Im ersten Fall, zur Validierung und für die Voruntersuchungen, werden alle  $1^\circ$ , entsprechend sechs Zeitschritten, eine Lösungsdatei erzeugt, die zur Auswertung genutzt werden kann. In der Summe ergeben sich somit für jede Rechnung 360 Lösungsdateien. Die Datenerfassung wird für eine Lösungsdatei der instationären Rechnung beschrieben. Das beschriebene Vorgehen wird 360 mal wiederholt. Abbildung 3.25 zeigt beispielhaft eine physikalische Größe, welche bei allen 360 Lösungen einer instationären Simulation extrahiert wird.

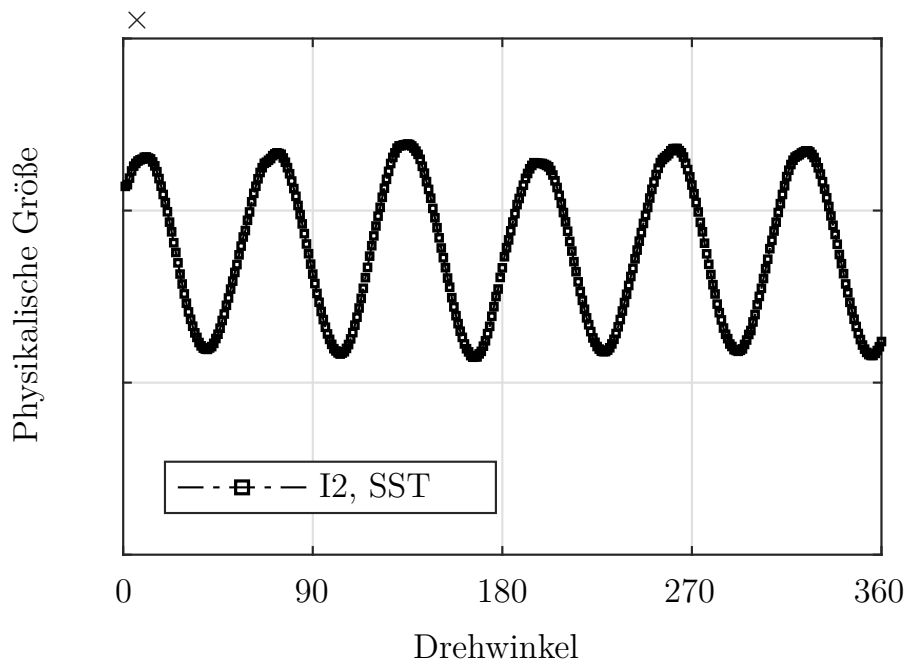


Abbildung 3.25: Beispiel Auswertung - Instationäre Simulation

Im zweiten Fall, zur Beantwortung der Arbeitshypothesen, sind die physikalischen Werte über alle Zeitschritte einer Umdrehung arithmetisch gemittelt. Es erfolgt keine Generierung einer Lösungsdatei für jedes Grad an Umdrehung, es wird nur eine Ergebnisdatei erstellt, mit den über alle Zeitschritte einer Umdrehung (2160) gemittelten Ergebnissen.

#### Extraktion - Äquivalent zu „Statische Druckmessung“

- Datenerfassung

Entlang des Außendurchmessers von Ebene  $P_1$  und  $P_2$  aus Abbildung 3.26 wird der statische Druck ausgelesen und gemittelt. Die axiale Geschwindigkeitskomponente wird über die Fläche an Ebene  $P_1$  und  $P_2$  gemittelt. Das Drehmoment wird an allen Flächen des Inducers ausgewertet.

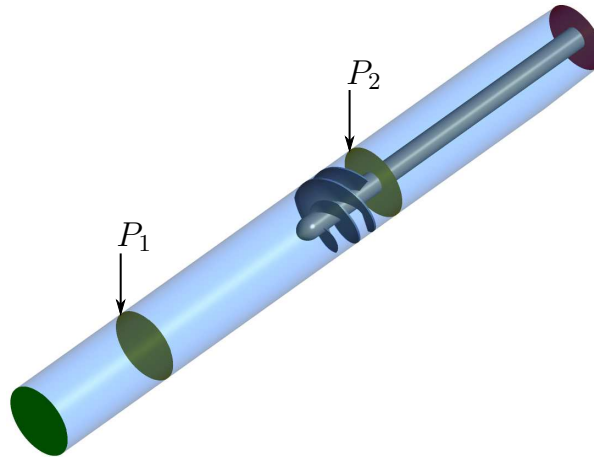


Abbildung 3.26: Auswertung CFD - Statische Druckmessung

#### Extraktion - Äquivalent zu „Totaldruckmessung (Strömungswinkel)“

- Datenerfassung

Im Unterschied zum experimentellen Aufbau ist es zur Bestimmung der Strömungswinkel notwendig, die Geschwindigkeitskomponenten als physikalische Größen zu extrahieren. Aus ihnen kann im Anschluss der Winkel berechnet werden. Die Auswertung des Totaldrucks und der Strömungsgeschwindigkeiten erfolgt an Ebene  $P_{tot}$  aus Abbildung 3.27. Auf insgesamt 100 radialen Positionen bzw. Umfängen werden der Totaldruck und die Geschwindigkeitskomponenten gemittelt. An den fünf hervorgehobenen Radien erfolgt eine Validierung der numerischen Simulationsdaten anhand der Messdaten des Experiments. Abbildung 3.28 zeigt eine Detailansicht der fünf radialen Positionen. Die Bezeichnungen in der Abbildung zeigen die zum Experiment äquivalenten Positionen. Es ist nicht notwendig, wie im Experiment, einen Winkelbereich zu erfassen, da die Geschwindigkeitskomponenten vollständig in ihrer Richtung beschrieben werden. Durch die Auswertung von 100 radialen Positionen von der Nabe bis zum Gehäuse ist eine detailliertere Untersuchung der Strömungszustände am Austritt in der Auslaufstrecke des Inducers möglich.

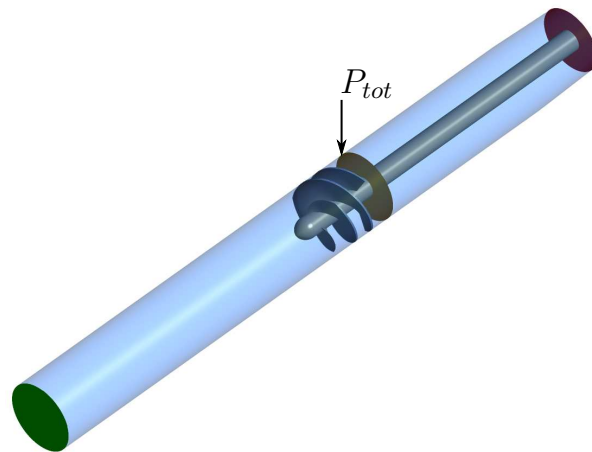


Abbildung 3.27: Auswertung CFD - Totaldruckmessung

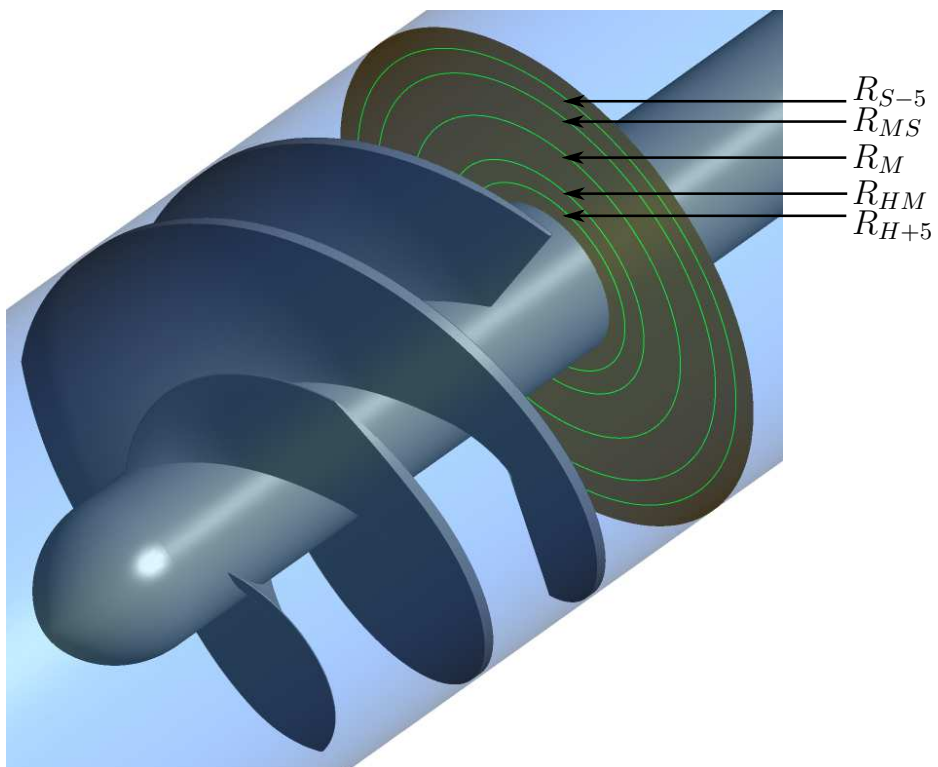


Abbildung 3.28: Auswertung CFD - Totaldruckmessung, Strömungswinkel

#### Extraktion - Äquivalent zu „Instationäre Messung des statischen Drucks“

- Datenerfassung

Der statische Druck wird an den Punkten  $P_a$  bis  $P_j$  aus Abbildung 3.29 bestimmt.

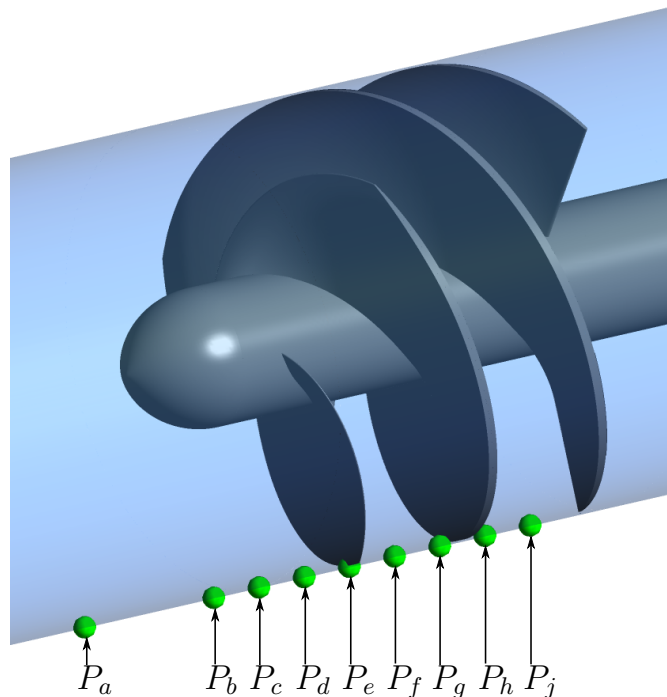


Abbildung 3.29: Auswertung CFD - Instationäre statische Druckmessung

#### Extraktion - Äquivalent zu „Anstrichbilder“

- Datenerfassung

Die numerisch ermittelten Geschwindigkeitsvektoren an den Knoten nahe der Wandflächen werden über die Lösungen, resultierend aus jedem Zeitschritt, der instationären Rechnung gemittelt. Diese arithmetischen Mittelwerte der Geschwindigkeitsvektoren bilden die Grundlage für die Darstellung der Stromlinien. Stromlinien sind auf der Nabe und den Schaufeln dargestellt und es sind singuläre Punkte und Ablöselinien gekennzeichnet.

## 3.4 Voruntersuchungen und Fehlerberechnung

Um die hier durchgeführten experimentellen und numerischen Untersuchungen bewerten zu können, sind Voruntersuchungen notwendig.

### 3.4.1 Experiment

Inducer I2 wird bei den Voruntersuchungen für die instationäre Druckmessung verwendet. Im Zuge der Versuchsauswertung zeigt sich ein Fehler beim transienten Drucksensor  $P_f$  aus Abbildung 3.10. Die experimentellen Daten, die mit diesem Sensor aufgenommen wurden, werden in allen folgenden Betrachtungen vernachlässigt. Für die Validierung der numerischen Ergebnisse ist es ausreichend, den transienten Druckverlauf an allen anderen acht Positionen zu vergleichen. Die experimentellen Voruntersuchungen zu den Anstrichbildern sind nicht mit den hier untersuchten Inducern durchgeführt, sondern mit einem einfachen radialen Lauf-rad.

### Fehlerberechnung

Die Unsicherheit und der sich daraus ergebende Fehler einer experimentell bestimmten Größe ist essentieller Bestandteil des Messergebnisses [Kna19].

Die hier genutzte Methodik zur Bestimmung eines Messfehlers wurde durch die JCGM „Working Group on the Expression of Uncertainty in Measurement (GUM)“ [JCG08] festgelegt.

Umgesetzt und für den hier vorliegenden Anwendungsfall angepasst findet sich die Methodik in [Vol17].

Nach Abschnitt 3.3.1 wird der Messpunkt ( $M_p$ ) einer gemessenen physikalischen Größe ( $P_g$ ) durch den Mittelwert einer definierten Anzahl ( $a$ ) Messwerte ( $M_v$ ) definiert.

Die Ungenauigkeit für einen Messpunkt berechnet sich allgemein wie folgt.

$\overline{M_v}$  ist der arithmetische Mittelwert aus einer Anzahl von  $a$  Messwerten (siehe Gleichung 3.9). Daraus ergibt sich die Varianz durch die Gleichung 3.10. Die Wurzel aus der Varianz entspricht der Standardabweichung:

$$\overline{Mv} = \frac{1}{a} \sum_{j=1}^a Mv_j \quad (3.9)$$

$$\sigma^2(Mv) = \frac{1}{a-1} \sum_{j=1}^a (Mv_j - \overline{Mv})^2 \quad (3.10)$$

Die Unsicherheit einer physikalischen Größe  $u_{Pg}$  wird berechnet durch:

$$u_{Pg} = \sigma \cdot t_{95} \quad (3.11)$$

Der Faktor  $t_{95}$  aus Gleichung 3.11 ist gemäß der Wahrscheinlichkeitsrechnung der Überdeckungsfaktor für ein Vertrauensintervall von 95%. Unter Annahme einer Normalverteilung ergibt sich  $t_{95} = 1,960$ .

Für eine Kenngröße ( $fkt$ ) als Funktion von Messpunkten mehrerer physikalischer Größen ( $Mp_{Pg}$ ) ergibt sich mit der Fehlerfortpflanzung die Abweichung bzw. der Fehler ( $U_{fkt}$ ) einer Kenngröße als:

$$U_{fkt} = \sqrt{\sum \left( \frac{\partial fkt}{\partial P_g} \right)^2 u_{Pg}^2} \quad (3.12)$$

Beispielhaft für die Förderhöhe  $H$  als Kenngröße aus Gleichung 2.3 ergibt sich die Abweichung als Resultat der Unsicherheit  $U_H$  der Förderhöhe als:

$$U_H = \sqrt{\left( \frac{\partial H}{\partial \Delta P} \right)^2 u_{\Delta P}^2 + \left( \frac{\partial H}{\partial Q} \right)^2 u_Q^2} \quad (3.13)$$

$$U_H = \sqrt{\left( \frac{1}{\rho g} \right)^2 u_{\Delta p}^2 + \left( Q \frac{A_1^2 - A_2^2}{g A_1^2 A_2^2} \right)^2 u_Q^2} \quad (3.14)$$

Die berechnete dimensionsbehaftete Abweichung von  $H$  kann für die Druckzahl  $\psi$  dimensionslos übertragen werden.

Beispielhaft ist in Abbildung 3.30 die Darstellung der errechneten Abweichung gezeigt. Die mögliche positive oder negative Abweichung wird mittels eines farbigen Fehlerbandes um die grauen Marker der Messpunkte sichtbar gemacht.

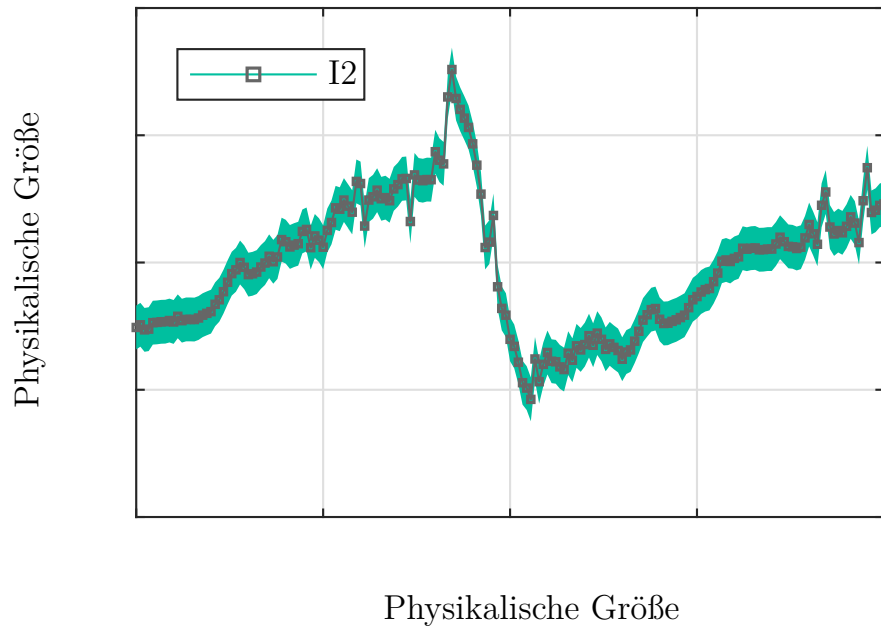


Abbildung 3.30: Beispiel Fehlerdarstellung



### Instationäre Messung des statischen Drucks

Die hier durchgeführten Voruntersuchungen basieren auf den Erkenntnissen der Arbeit von Herrmann-Verspagen [HV19].

Aufgezeichnet wird der statische Druck an einem Punkt mit einer Abtastrate von 9000 Hz, entsprechend  $1^\circ$  Drehung des Inducers. Ausgewertet werden die Druckwerte einer ganzen Umdrehung von  $360^\circ$ . Für die Kompensation stochastischer Messunsicherheiten beschreibt Kikuyama [KMH<sup>+</sup>87] die Notwendigkeit der Mittelung über mindestens 100 Umdrehungen. Abbildung 3.31 zeigt den Druck eines Messpunktes aufgetragen über den Drehwinkel von  $360^\circ$ . Die stochastischen Schwankungen im Druck bei einer Umdrehung (rot1) sind deutlich ersichtlich. Nach einer Mittelung über 100 Umdrehungen (rot100) sind diese Effekte nicht mehr existent.

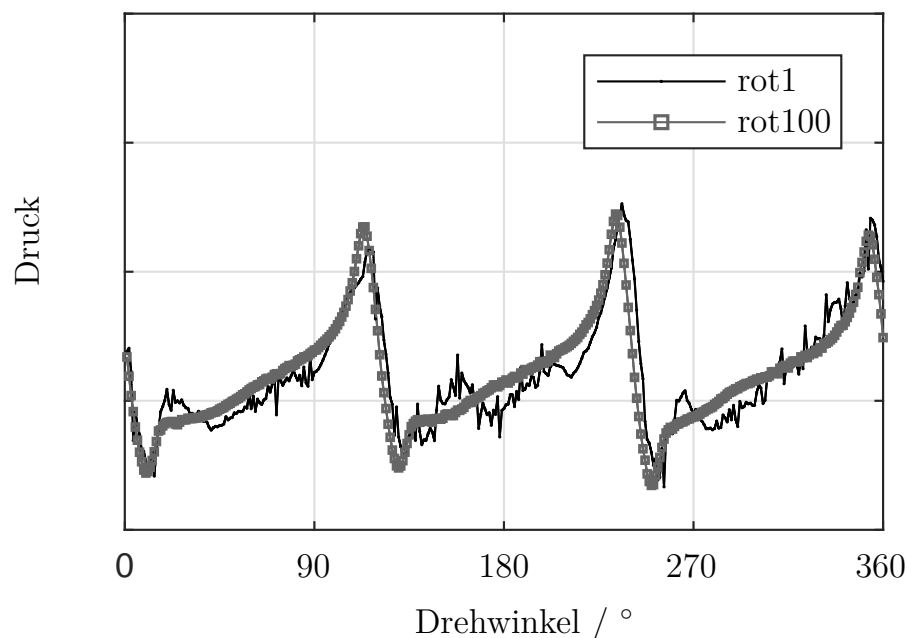


Abbildung 3.31: Instationäre Voruntersuchung - 1:100 Umdrehungen

Der hier verwendete Versuchsaufbau ermittelt die Drehposition nach dem Start der Messung anhand der Zeitdauer des Versuches. Mit der Annahme einer konstanten Drehzahl (Zeit pro Drehwinkel) wird die Position als Funktion der Zeit bestimmt. Betriebsbedingt entspricht die Drehzahl nie exakt einem konstanten Wert und sie alterniert um wenige Sekundenbruchteile. Diese Ungenauigkeit pflanzt sich mit steigender Versuchsdauer fort. Die Abweichung der real existenten Drehwinkelposition zur errechneten muss in einem ersten Schritt überprüft werden.

Abbildung 3.32 zeigt die vorher definierte Mittelung eines gemessenen Druckwertes über 100 (rot100), 500 (rot500) und 1500 (rot1500) Umdrehungen. Verglichen mit der Mittelung über 100 Umdrehungen ist zu erkennen, dass bei einem Maximum

von 1500 Umdrehungen die Mittelung zu einer Reduktion der Amplitude und einem Phasenversatz führt. Die Abweichung bei 500 Umdrehungen ist erkennbar, aber nicht signifikant.

Als Bewertungskriterium für den Einfluss der alternierenden Drehzahl auf den Drehwinkel wird in Abbildung 3.33 die Standardabweichung der Mittelwerte berechnet und dargestellt. Eine ausgeprägte Standardabweichung impliziert eine Abweichung des Drehwinkels, da die Mittelung über unterschiedliche Winkelpositionen mit stark abweichenden Druckwerten erfolgt. Verglichen mit der Mittelung über 100 Umdrehungen ist die Standardabweichung für 500 Umdrehungen nur marginal erhöht. Dies deutet auf eine minimale Abweichung der Winkelposition hin. Beim Maximum von 1500 Umdrehungen ergibt sich eine deutliche Standardabweichung.

Die Standardabweichung über eine Mittelung von 100 Umdrehungen und 500 Umdrehungen zeigen im Vergleich keine signifikante Änderung. Somit ist bei einer Mittelung bei 100 Umdrehungen mit keiner ausgeprägten Änderung der Winkelposition bei der Aufzeichnung zu rechnen. Die von Kikuyama [KMH<sup>+</sup>87] beschriebene Mittelung über 100 Umdrehungen kann zur Auswertung und Bewertung der Messergebnisse genutzt werden. Zur Kennzeichnung der experimentellen Ergebnisse, die über 100 Umdrehungen gemittelt werden, wird der Index 100 verwendet. So kennzeichnet etwa EXP<sub>100</sub> experimentelle instationäre statische Druckdaten, gemittelt über 100 Umdrehungen.

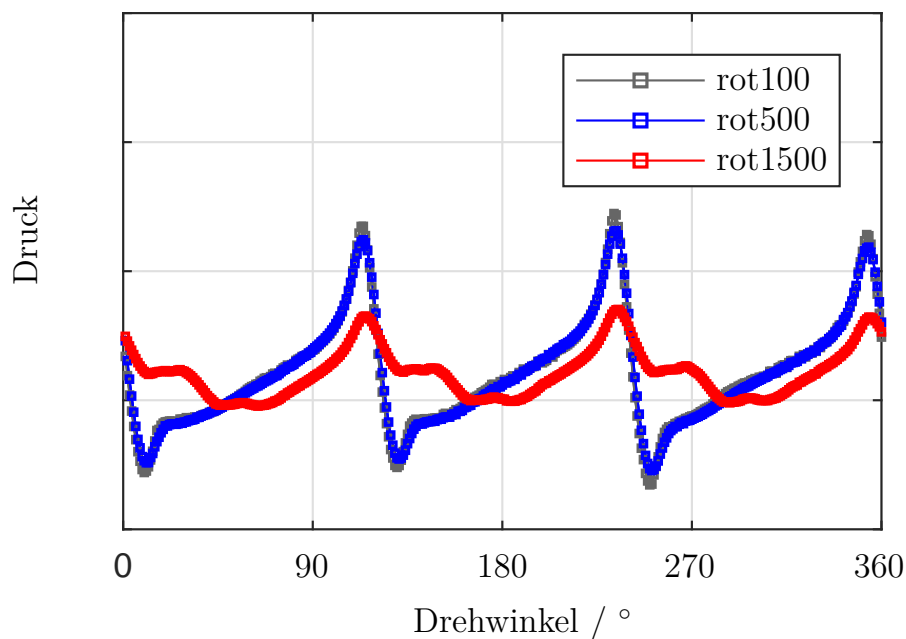


Abbildung 3.32: Instationäre Voruntersuchung - 100:500:1500 Umdrehungen

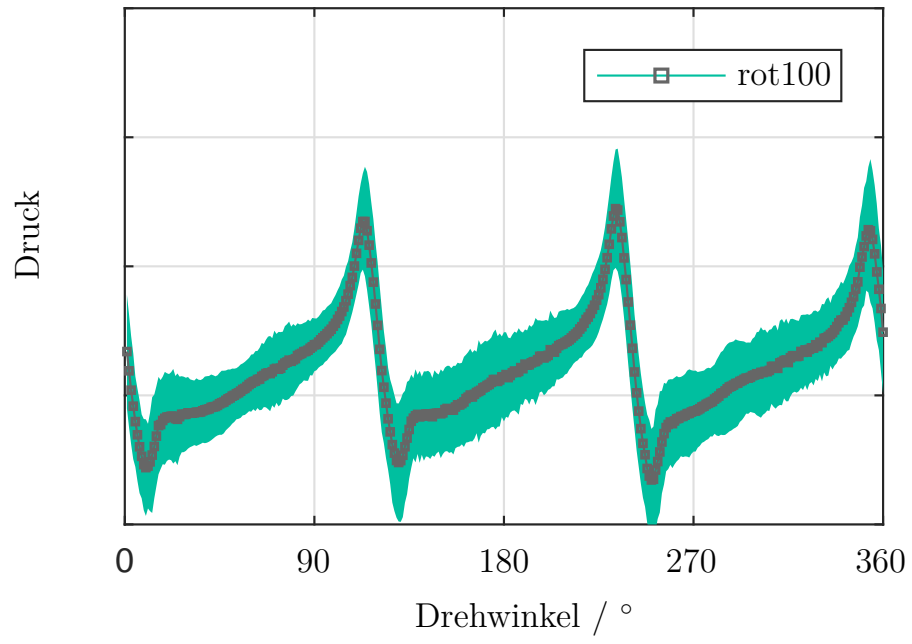


Abbildung 3.33: Instationäre Voruntersuchung - 100 - Fehler

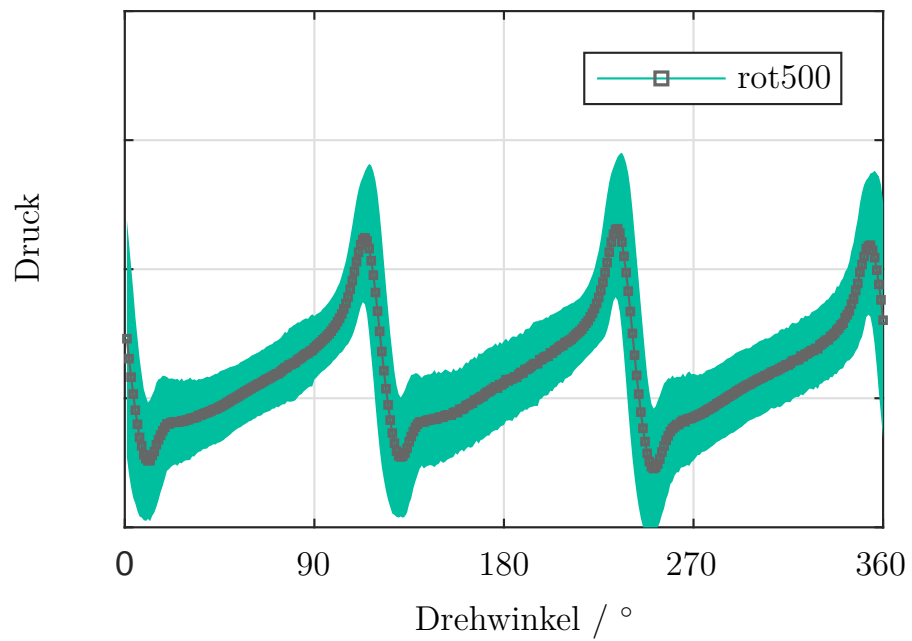


Abbildung 3.34: Instationäre Voruntersuchung - 500 - Fehler

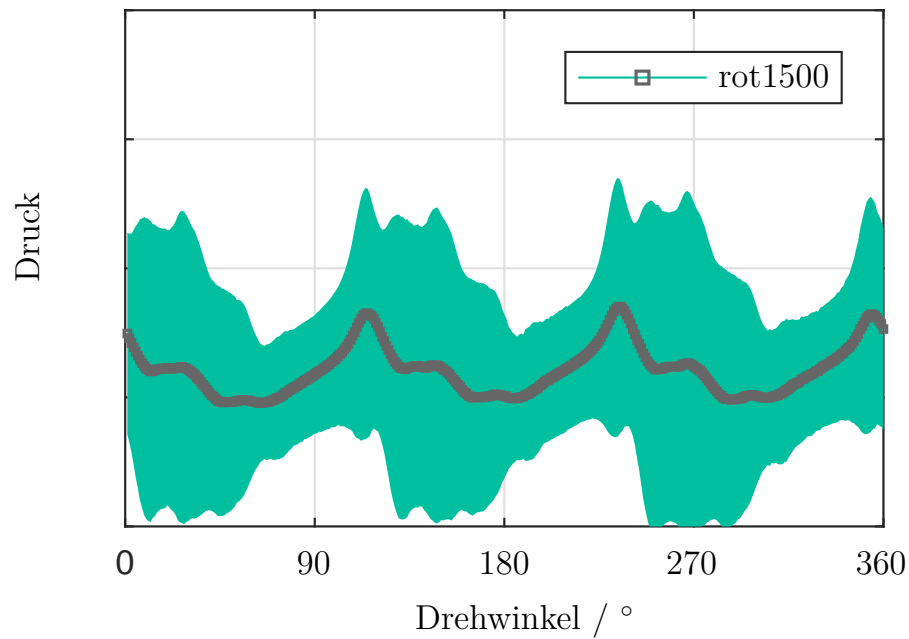


Abbildung 3.35: Instationäre Voruntersuchung - 1500 - Fehler

### Anstrichbilder

Die Arbeit von Geib und Carl [GC18] beschreibt erste Untersuchungen mit definierten Versuchsparametern für eine einfache Laufradgeometrie. Abbildung 3.36 zeigt ein Ergebnis der Voruntersuchungen. Die Versuche sind mit einer Dauer von 2 min durchgeführt. Die Versuchsdauer wird anhand der noch vorhandenen Farbschicht und der Versuchsbeschreibung von Murakami [MKA80] auf 9 min erhöht, um eindeutigere Konturen zu erhalten.

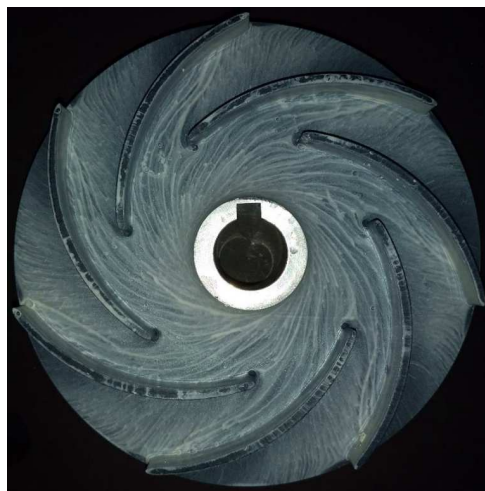


Abbildung 3.36: Beispiel Anstrichbild [GC18]

## Verlustmessungen

Die Verlustleistung ist definiert mit Gleichung 3.15.

$$P_{verlust} = (2\pi n) M_{verlust} \quad (3.15)$$

Der enthaltene Faktor  $M_{verlust}$  resultiert aus dem Moment, das durch Reibung in den mechanischen Bauteilen bei einer Rotation der Welle auftritt, ohne dass ein Inducer verbaut ist. Dieser Faktor ist abhängig von der Drehzahl. Die Verlustleistung bei 1500 rpm muss von der experimentell gemessenen Leistung abgezogen werden, um die Antriebsleistung des Inducers zu erhalten. Damit der Inducer die hydraulische Leistung  $P_{hyd} = Q\Delta P$  erzeugen kann, ist nach Gleichung 3.16 die notwendige Antriebsleistung Leistung  $P_{Antrieb}$  angenähert durch:

$$P_{Antrieb} = P_{Messung} - P_{verlust} \quad (3.16)$$

Da bei Simulationen keine Verlustleistungen auftreten, ist speziell bei einem Vergleich zwischen den experimentellen und den numerischen Daten die Verlustleistung des Experiments zu berücksichtigen.

Zu beachten ist, dass die Verlustleistung bei eingebautem Inducer und abhängig vom Betriebspunkt höher ausfällt. Dies ist ein Resultat der Kräfte, die durch Druckunterschiede während des Betriebes in axiale Richtung auftreten. Die Berücksichtigung der Verlustleistung ohne Inducer stellt dennoch eine gute Annäherung dar. Abbildung 3.37 zeigt das Verlustmoment als Funktion der Drehzahl. Der sich ergebende Wert bei 1500 rpm ist  $M_{verlust} = 0,2726$  Nm, was einer Leistung von  $P_{verlust} = 42,81$  W entspricht. Der sich ergebende Betrag der Abweichung der Verlustleistung, von 0,041 W wird im Folgenden vernachlässigt. Bezogen auf die gemessene Leistung während des Betriebes ist der Fehler marginal.

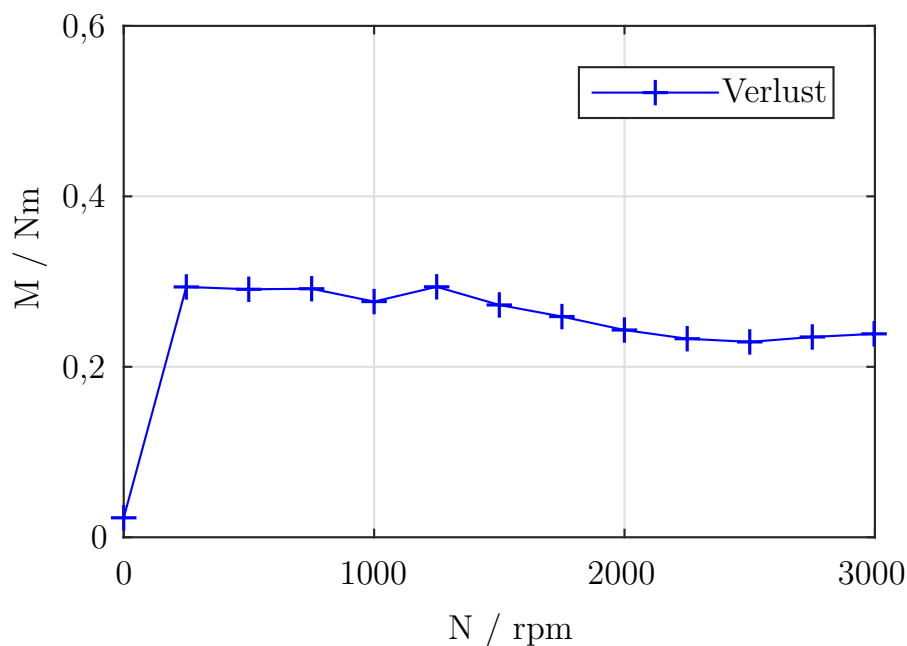


Abbildung 3.37: Verlustmessung

### 3.4.2 Simulation

Die hier durchgeführten Voruntersuchungen zur Verifizierung der numerischen Untersuchungen basieren auf den „Grundsätzen zur Verifizierung von CFD-Simulationen“ [AIA88].

Durch die Verifizierung der numerischen Einstellungen werden die numerischen Unsicherheiten minimiert.

Die stationäre numerische Netzstudie wird für den Auslegungsmassenstrom als Auslassgröße und mit dem SST-Modell durchgeführt. Das gewählte Modell ist in mehreren Untersuchungen von Inducern als hinreichend genau bestätigt worden. Die selbst durchgeführten Untersuchungen sind veröffentlicht in [GMB19], [GMB17], [MGB<sup>+</sup>17] und [GMHVB19]. Anhand dieser Ergebnisse sind Voruntersuchungen mit dem SST-Modell als sachgemäß zu betrachten.

Die numerischen Voruntersuchungen für den instationären Fall basieren auf der Netzstudie, durchgeführt für Inducer I1 und I2. Inducer I2 ist bei den folgenden Untersuchungen der instationären Einstellungen als Referenzgeometrie definiert. Die instationären Voruntersuchungen werden ebenfalls mit dem Auslegungsmassenstrom und mit dem SST-Modell durchgeführt.

Die ebenfalls notwendige Validierung der numerisch verifizierten Ergebnisse ist im folgenden Kapitel 4.2 durchgeführt. Hier sind die physikalischen Ergebnisse der Approximation durch die Simulation mit den realen Strömungszuständen verglichen. Auch wird hier der Einfluss der Modellierung des Reynolds-Spannungs-Tensors der RANS Gleichungen untersucht, obgleich für die interessierenden Strömungszustände das SSG-Modell gewählt werden muss. Durch den geringen Mehraufwand kann der Unterschied zwischen Wirbelviskositäts- und Reynolds-Spannungs-Modellen auf die allgemeine Performance gezeigt werden.

#### Stationäre Netzstudie

Der Einfluss der Netztopologie ist für Inducer I1 und I2 in Abbildung 3.38 und Abbildung 3.39 dargestellt. Die sich ergebende Druckzahl  $\psi_{tot}$ , die aus der Totaldruckerhöhung von Ebene  $P1$  zu  $P2$  berechnet wird, ist aufgetragen als Funktion zur Summe der Knoten. Die Anzahl entspricht der Gesamtanzahl des Simulationsmodells. Ausgehend von einer definierten Netztopologie wird die Knotenverteilung so erhöht, dass die topologischen Verhältnisse erhalten bleiben.

Ab einer Anzahl von mehr als 6 Millionen Knoten sind die Änderungen der physikalischen Größen minimal. Es stellt sich eine nahezu netzunabhängige Lösung ein. Tabelle 3.11 zeigt die absoluten Werte und die prozentuale Abweichung zum feinsten Netz. Die Reduzierung der Knoten um die Hälfte ausgehend vom feinsten Netz führt zu einer Abweichung von  $\approx 1\%$ . Das „fein“ definierte Netz findet anhand dieser Ergebnisse Anwendung bei den durchgeführten Untersuchungen für alle Inducer. Inducer I1s und I2s haben aufgrund der verkürzten axialen Länge eine reduzierte Knotenanzahl. Die topologischen Verhältnisse des Netzes sind allerdings die gleichen wie bei den Inducern I1 und I2.

Tabelle 3.11: Netzstudie

Bezeichnung	Knoten [Mio.]	Druckzahl $\psi_{tot}[-]$	Abweichung [%]
I1 - grob	1,65	0,31057	6,33
I1 - fein	6,25	0,32706	1,36
I1 - feiner	11,53	0,33156	0
I2 - grob	1,66	0,30646	1,70
I2 - fein	7,26	0,31053	0,39
I2 - feiner	12,39	0,31174	0

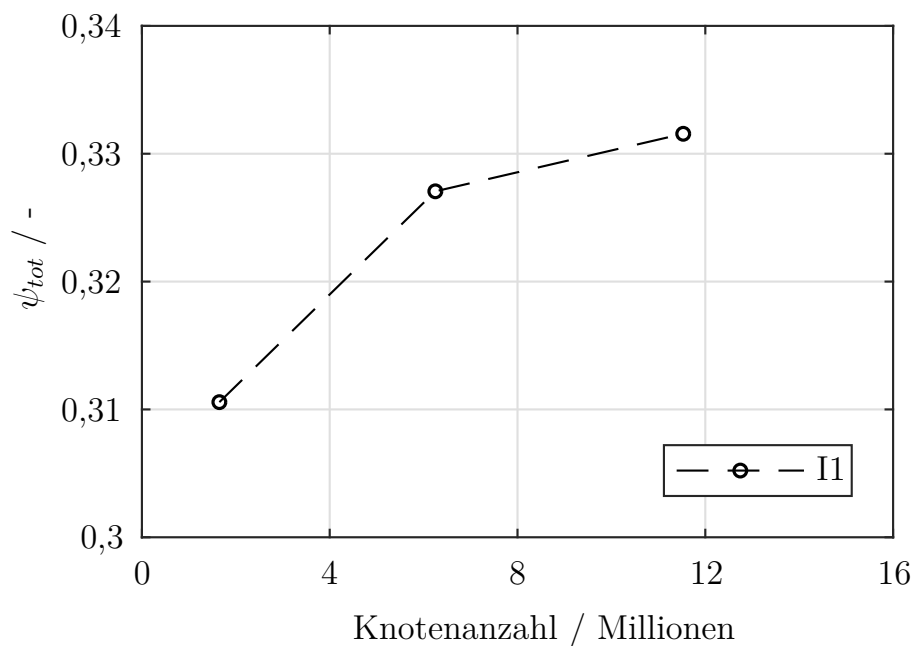


Abbildung 3.38: Netzstudie I1

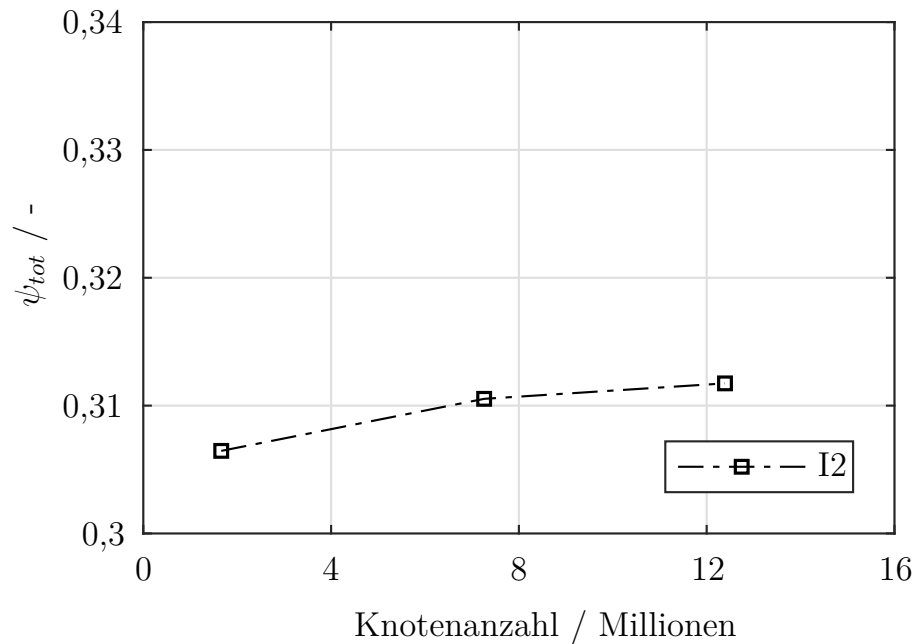


Abbildung 3.39: Netzstudie I2

### Transiente Zeitschrittstudie

Die Definition des Zeitschrittes von 0,000 018 519 s, entsprechend  $\frac{1}{6}^\circ$  Drehung des Inducers, anhand der sich ergebenden Courant-Zahl ist mittels einer Zeitschrittstudie zu untersuchen. Gegenüberegestellt sind Zeitschrittweiten entsprechend  $\frac{1}{3}^\circ$ ,  $\frac{1}{6}^\circ$  und  $\frac{1}{9}^\circ$  Drehung.

Abbildung 3.40 zeigt die sich ergebende Druckzahl als Funktion des Drehwinkels für eine vollständige Umdrehung von  $360^\circ$ . Die Phasenverschiebung der Maxima ausgenommen, zeigen sich keine Unterschiede in der Pulsation und dem sich ergebenden Mittelwert. Tabelle 3.12 zeigt die Mittelwerte und die prozentualen Abweichungen. Die Abweichungen sind kleiner als 1%.

Tabelle 3.12: Zeitschrittstudie -  $\psi_{tot}$ 

Drehung pro ZS [°]	Druckzahl $\psi_{tot}$ [-]	Abweichung [%]
$\frac{1}{3}^\circ$	0,3041	0,36
$\frac{1}{6}^\circ$	0,3046	0,20
$\frac{1}{9}^\circ$	0,3052	0



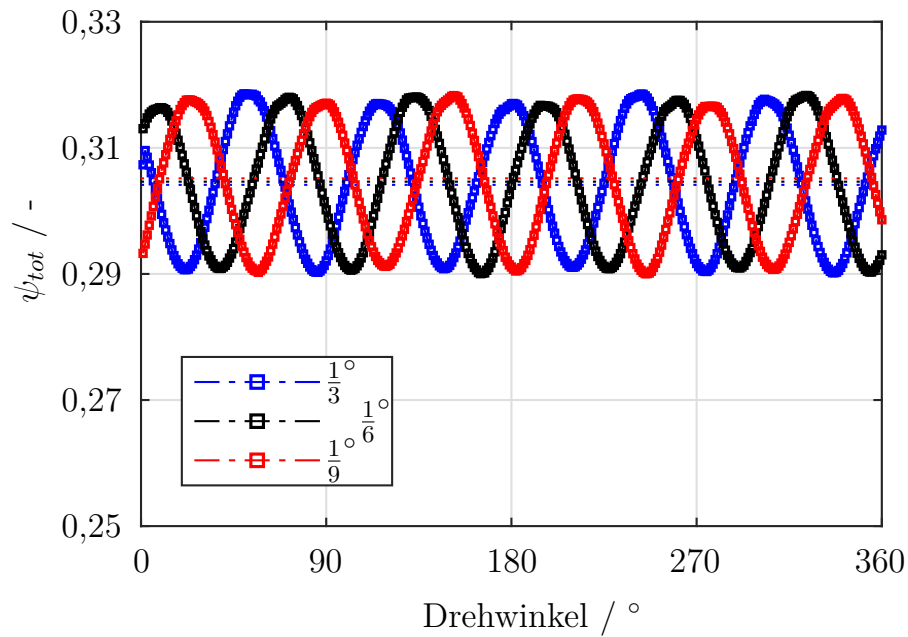
Abbildung 3.40: Zeitschrittstudie -  $\psi_{tot}$ 

Abbildung 3.41 zeigt den dimensionslosen statischen Druck einer Umdrehung an der Stelle  $P_e$ . Diese Stelle ist repräsentativ für alle anderen. Die signifikanteste Abweichung ist bei  $\frac{1}{3}^\circ$  zu erkennen. Tabelle 3.13 zeigt die berechnete Pulsationsenergie einer Umdrehung und die prozentuale Abweichung zum kleinsten Zeitschritt. Basierend auf den Ergebnissen wird die ausgewählte Zeitschrittweite entsprechend einer Drehung von  $\frac{1}{6}^\circ$  als ausreichend klein bestätigt.

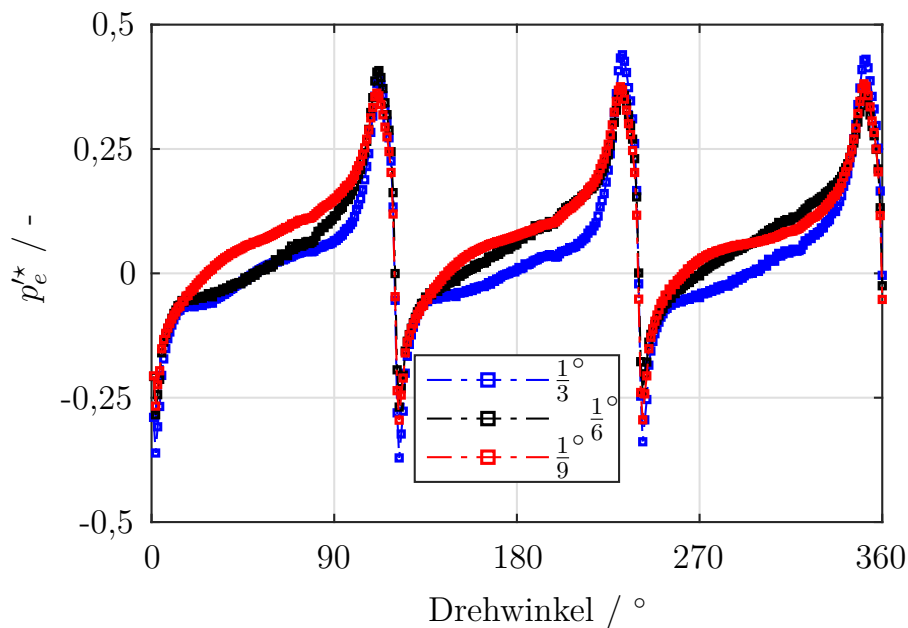
Abbildung 3.41: Zeitschrittstudie -  $P_e$

Tabelle 3.13: Zeitschrittstudie -  $P_e$ 

Drehung pro ZS [°]	Pulsationsenergie $\Delta P_{RMS}[-]$	Abweichung [%]
$\frac{1}{3}^\circ$	0,1438	2,11
$\frac{1}{6}^\circ$	0,1448	1,43
$\frac{1}{9}^\circ$	0,1469	0

### Transiente Iterationsstudie

Sieben als Iterationsanzahl pro Zeitschritt der instationären Simulation ist in Abbildung 3.42 und 3.43 überprüft. Die Druckzahl und der dimensionslose Druck an Stelle  $P_e$  für 7 und 14 Iterationen zeigen marginale Unterschiede. Tabelle 3.15 und 3.14 zeigen die Mittelwerte der Druckzahl und die Pulsationsenergie, sowie die sich ergebenden Abweichungen. Eine Erhöhung der Iterationsanzahl um den Faktor zwei und die damit verbundene signifikante Steigerung der Rechenzeit ist nicht notwendig, da sich eine konvergente Lösung schon nach 7 Iteration einstellt. Die Reduktion der Residuen durch 14 Iterationen führt nur zu marginalen Veränderungen der physikalischen Ergebnisse.

Tabelle 3.14: Iterationsstudie -  $P_e$ 

Iterationsschritte	Pulsationsenergie $\Delta P_{RMS}[-]$	Abweichung [%]
7	0,1448	1,3
14	0,1467	0

Tabelle 3.15: Iterationsstudie -  $\psi_{tot}$ 

Iterationsschritte	Druckzahl $\psi_{tot}[-]$	Abweichung [%]
7	0,3046	0,20
14	0,3052	0

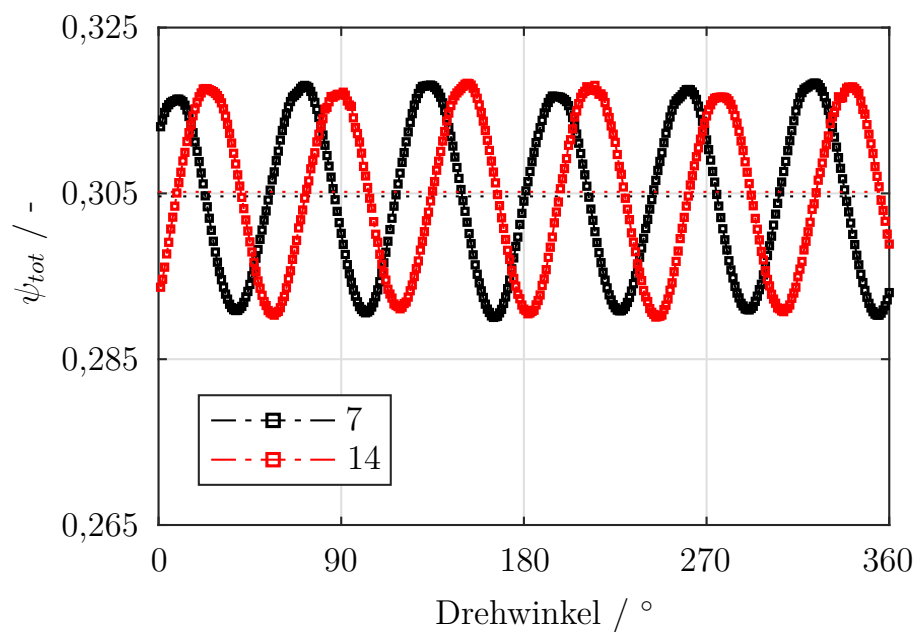


Abbildung 3.42: Iterationsstudie -  $\psi_{tot}$

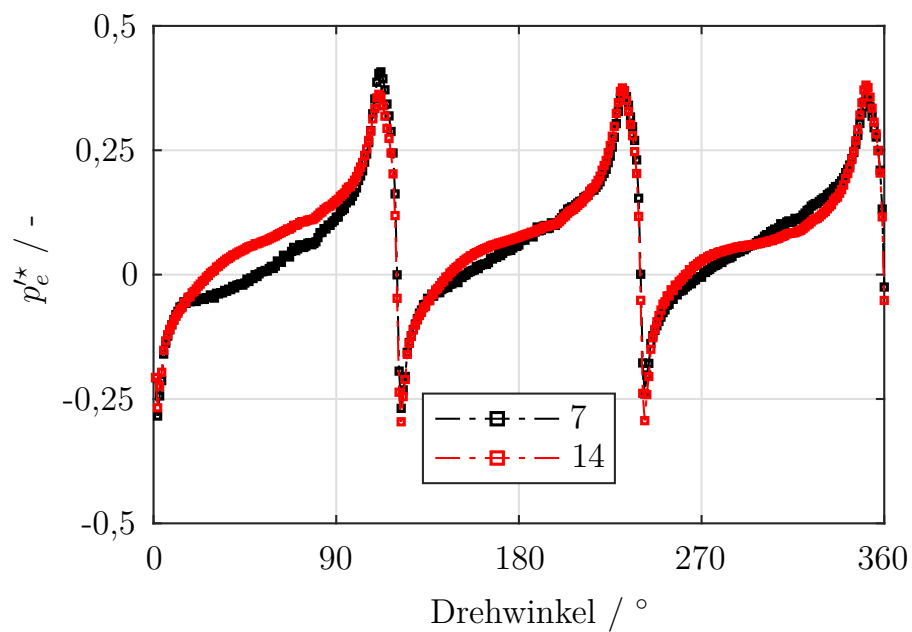


Abbildung 3.43: Iterationsstudie -  $P_e$

### 3.5 Grafische Darstellung der Ergebnisse

Abbildung 3.44 und 3.45 zeigen die im Folgenden verwendete grafische Form der Darstellung der Ergebnisse der Experimente und der Simulationen. Die Farben der Linien aus Abbildung 3.44 ist äquivalent zu den Farben der berechneten Fehlerbalken der jeweiligen Experimente. Bei der anschließenden Auswertung der rein numerischen Daten in Kapitel 5 und 6 ist zusätzlich eine farbliche Unterscheidung der Inducer verwendet.

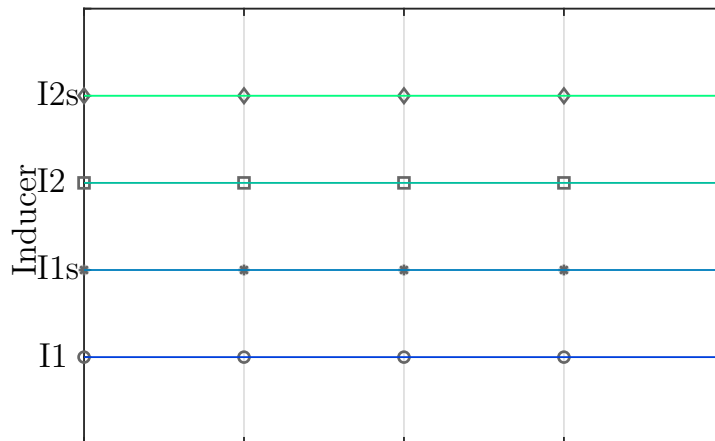


Abbildung 3.44: Darstellung Experimente

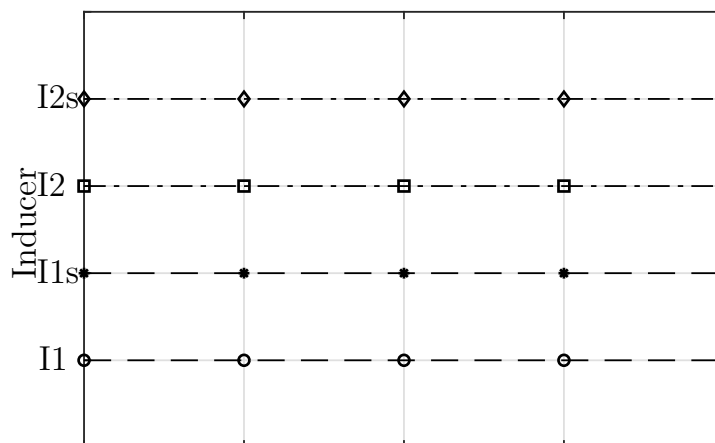


Abbildung 3.45: Darstellung Simulationen

## 4 Grundlegende Ergebnisse

Die experimentelle Ergebnisse sind in einem ersten Schritt unabhängig von den Simulationen aufgeführt, um einen Überblick über die allgemeinen hydraulischen Eigenschaften der Inducer zu ermöglichen.

Die hydraulische Performance und das Saugverhalten sind durch stationäre Messungen zeitunabhängig bestimmt.

An neun Positionen entlang der axialen Richtung ist der instationäre statische Druckwerte gemessen.

Stationäre Totaldruckwerte sind an fünf radialen Positionen in der Auslaufstrecke des Inducers experimentell ermittelt. An jeder radialen Position ist zusätzlich der mit dem Druckmaximum korrelierende Strömungswinkel  $\alpha$  bestimmt.

Zur stringenten Beantwortung der aufgestellten Arbeitshypothesen mittels CFD ist es notwendig die numerischen Daten mittels experimentellen Daten zu validieren. Basierend auf den experimentellen Ergebnissen ist es möglich, die vorher verifizierten numerischen Untersuchungen zu validieren.

Die Kennzeichnung der Betriebspunkte bei den nachfolgenden Ergebnissen und der Beantwortung der Arbeitshypothesen ist folgendermaßen durchgeführt.

Teillast:  $\varphi_{85}$ , Auslegungspunkt:  $\varphi_{dp}$  und Überlast:  $\varphi_{120}$ .

( $\varphi_{85} = 0,85 \cdot \varphi_{dp}$  und  $\varphi_{120} = 1,2 \cdot \varphi_{dp}$ )

## 4.1 Experiment

Die Beschreibung der hydraulischen Performance basiert auf Messdaten der beschriebenen „statischen Druckmessung“, der „NPSH“ Messung und der Messung des Antriebsdrehmomentes.

Mit dieser Datengrundlage sind die Druckzahl  $\psi$  und der Wirkungsgrad  $\eta$  als Funktion der Lieferzahl  $\varphi$  berechnet. Obgleich die Arbeitshypothesen für einen kavitationsfreien Betrieb beantwortet werden sollen, ist die Saugfähigkeit für eine vollständige Beschreibung der hydraulischen Leistung eines Inducers notwendig. Die Saugfähigkeit der Inducer ist mit der normierten Druckzahl  $\psi/\psi_{\sigma_c, max}$  als Funktion der Kavitationszahl  $\sigma_c$  dargestellt. Bilder der Kavitationsgebiete bei maximalem  $\sigma_c$  und bei einem Abfall der Druckzahl um 10% ( $\sigma_{c, 10\%}$ ) verdeutlichen die Entwicklung der Kavitationsgebiete in den Strömungskanälen.

Der instationäre statische Druck entlang der axialen Richtung des Inducers ist mit Messdaten der „instationären Messung des statischen Drucks“ bestimmt. Der statische Druck ist für eine definierte Anzahl von Umdrehungen in  $1^\circ$  Schritten aufgezeichnet. Es ergeben sich somit 360 Druckwerte pro Umdrehung. Jeder dieser 360 Druckwerte ist eine Mittelung über 100 Umdrehungen, wie aus den Voruntersuchungen ersichtlich ist. Der sich ergebende gemittelte Druckverlauf ist dargestellt und ausgewertet. Die Pulsationsenergie  $\Delta P_{RMS}$  ist an den neun axialen Positionen für diese Verläufe berechnet.

Die zeitunabhängige Ermittlung des Totaldrucks und des Strömungswinkels basiert auf der beschriebenen Messung des „Totaldrucks (Strömungswinkel)“. Der Druckverlauf als Funktion des Sondenwinkels zeigt den maximalen Druck ( $p_{tot}$ ) und den zugehörigen Abströmwinkel der Absolutgeschwindigkeit.

### 4.1.1 Hydraulische Performance

Die hier generierten Daten und Abbildungen zeigen die hydraulische Performance und Saugfähigkeit der Inducer I1, I2 und der Inducer I1s, I2s. Für alle Messungen sind die durch die Messunsicherheit möglichen Abweichungen berechnet und durch ein Fehlerband sichtbar gemacht.

Für alle Inducer, dargestellt in den Abbildungen 4.1 bis 4.8, sind die folgenden Aussagen gültig:

Der Punkt besten Wirkungsgrades ist nahe der Lieferzahl im Auslegungspunkt  $\varphi_{dp}$ . Bei der Berechnung des Wirkungsgrades ist die Unsicherheit bei großen Lieferzahlen stark ausgeprägt. Ein möglicher Grund hierfür können die stark schwankenden Messwerte des Volumenstroms bei Überlast sein. Dies macht eine Beurteilung des Wirkungsgrades bei Überlast nur bedingt möglich.

Der Druckaufbau ist ausgehend von  $\varphi/\varphi_{dp} = 1,3$  bis zu einem Wert von  $\approx 0,7$  mit konstanter Steigung versehen. Ein Anstieg der Steigung ist im Bereich von 0,7-0,4 zu erkennen. Für Lieferzahlen kleiner als 0,4 nimmt der Druckaufbau ab und die Druckzahl stagniert. Die Abweichung aufgrund des Fehlers der Druckzahl fällt gering aus.

Äquivalent dazu verhält sich die Abweichung bei der normierten Druckzahl  $\psi/\psi_{\sigma_{c,max}}$  bei Messungen zur Beurteilung der Saugfähigkeit für  $\varphi = \varphi_{85}$ .

Messungen bei  $\varphi = \varphi_{dp}$  zeigen einen zunehmenden Fehler bei kleinen Kavitationszahlen. Ein Grund hierfür besteht darin, dass bei kleinen Kavitationszahlen der Volumenstrom während des Experiments nicht mehr konstant gehalten werden kann. Der Volumenstrom fällt bei kleiner werdenden Kavitationszahlen und kann durch die Boosterpumpe nicht wieder erhöht werden, da diese mit maximaler Drehzahl betrieben wird ab einer Kavitationszahl von  $\sigma_c \approx 2$ . Deshalb sind auch Messungen zur Beurteilung der Saugfähigkeit bei  $\varphi = \varphi_{120}$  nicht möglich. Messungen bei  $\varphi = \varphi_{dp}$  können nur bedingt beurteilt und zum Vergleich genutzt werden. In Teillast ist bei einer Lieferzahl von  $\varphi = \varphi_{85}$  eine quasi konstante Druckzahl bis zu einer Kavitationszahl von  $\approx 1$  erkennbar. Bei kleineren Kavitationszahlen kommt es aufgrund von Kavitation zu einer Reduktion des Druckaufbaus. In Tabelle 4.1 ist für jeden Inducer die Kavitationszahl  $\sigma_{c,10\%}$  aufgeführt, bei der die Druckzahl um 10% abgefallen ist. Da eine Bewertung der Saugfähigkeit bei der Auslegungslieferzahl nur unzureichend möglich ist, sind die Werte für  $\sigma_{c,10\%}$  bei  $\varphi_{dp}$  in Klammern angegeben. Es ist erkennbar, dass für die langen Inducer I1 und I2 die Kavitationszahl geringer ausfällt. Der Abfall um 10% der Druckzahl ist für Inducer I2 bei der kleinsten Kavitationszahl. Dieses Verhalten bestätigt die Literaturangaben von Jakobsen [Jak71] und Bakir [BKNR03]), dass eine Pfeilung für eine bessere Saugfähigkeit vorteilhaft ist. Beide kurzen Versionen von I2 und I1 fallen durch erhöhte Kavitationszahlen auf. Dies kann ein Anzeichen für einen reduzierten Kavitationsabbau durch den verkürzten Strömungskanal sein.

Abbildung 4.2, 4.4, 4.6 und 4.8 zeigen die Kavitationsgebiete bei einer Lieferzahl von  $\varphi_{85}$ . Dargestellt ist der kavitationsfreie Zustand bei  $\sigma_{c,max}$ , sowie die Ausprägung der Kavitationsgebiete bei  $\approx \sigma_{c,10\%}$ . Kavitation im Spalt wird durch den

Druckaufbau von der Druckseite zur Saugseite auf der Höhe des Gehäuses aus dem Spalt in die Richtung des Strömungskanals gedrückt. Im Strömungskanal selbst ist Kavitation für die langen Inducer I1 und I2 am Auslass marginal vorhanden und somit weitestgehend abgebaut. Für die kurzen Inducer I1s und I2s ist Kavitation im letzten Drittel des Strömungskanals erkennbar. Es kann nicht sichergestellt werden, dass am Auslass des Inducers keine Kavitation vorhanden ist.

Tabelle 4.1:  $\sigma_c$  bei einem Abfall der Druckzahl um 10% - Saugfähigkeit

Inducer	$\sigma_{c,10\%}$ bei $\varphi_{85}$	( $\sigma_{c,10\%}$ bei $\varphi_{dp}$ )
I1	0,7813	(0,7002)
I1s	0,8272	(0,8106)
I2	0,7029	(1,2346)
I2s	0,8182	(1,0183)



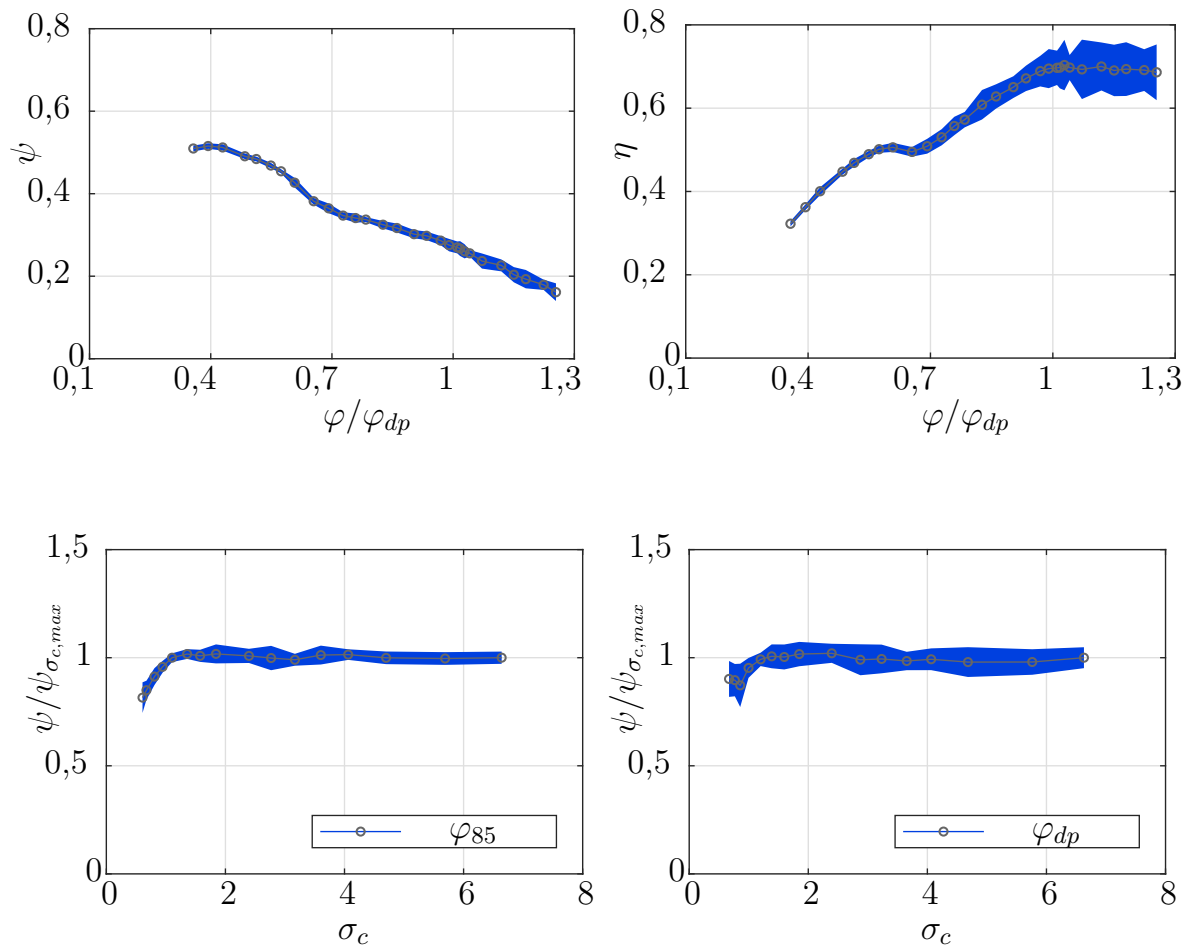
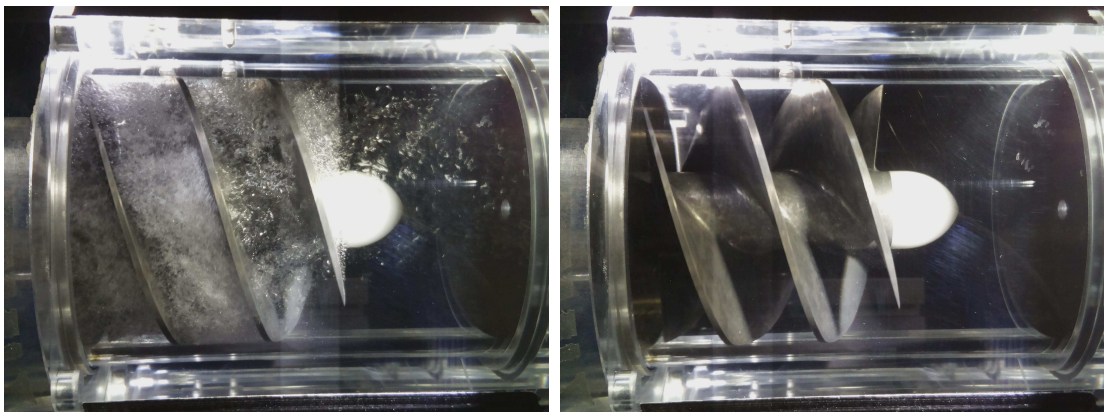


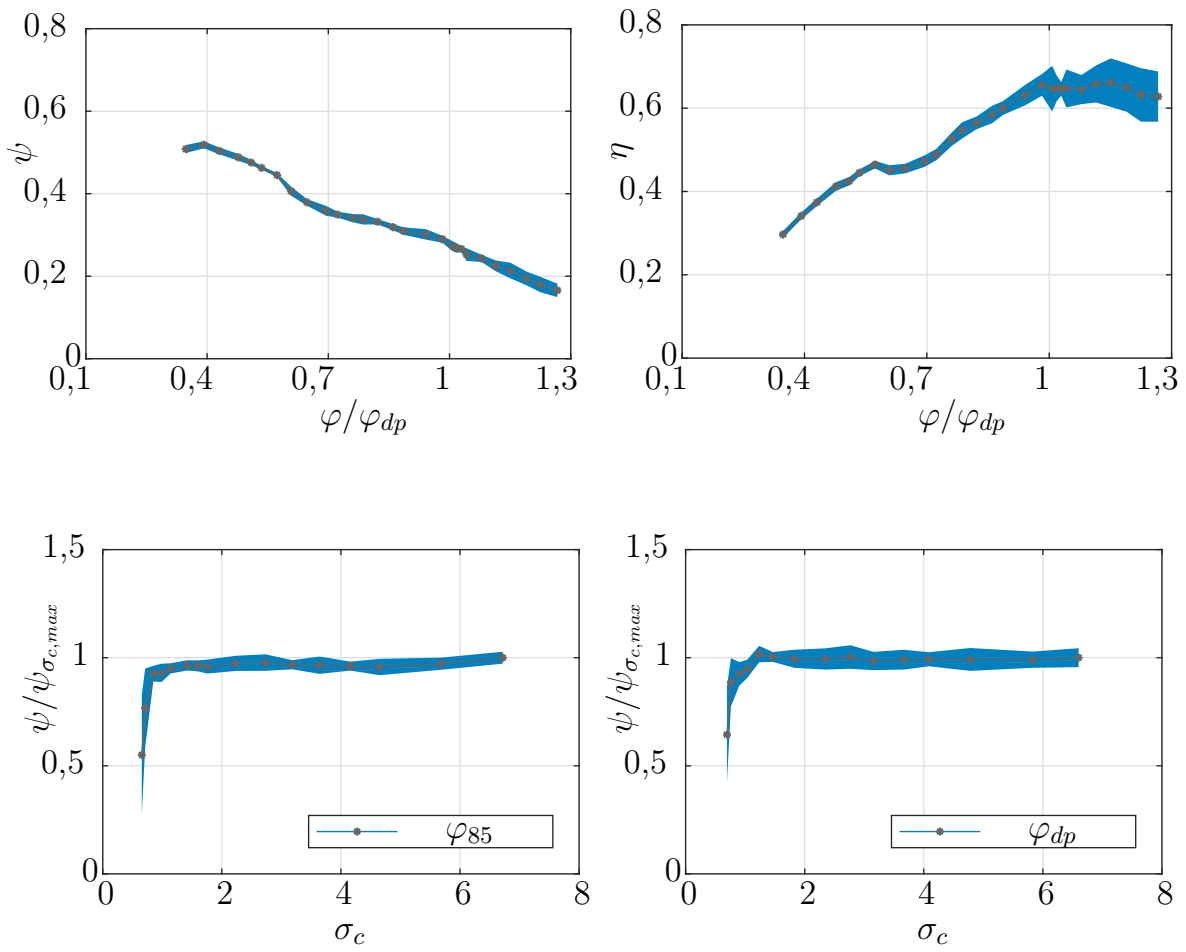
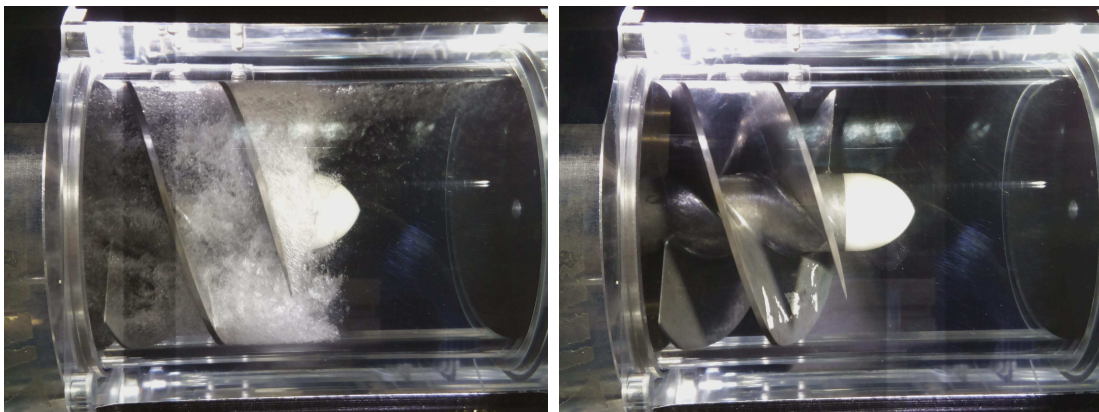
Abbildung 4.1: Performance  $n=1500$  rpm , EXP | I1



(a)  $\sigma_{c,10\%}$

(b)  $\sigma_{c,max}$

Abbildung 4.2: Saugverhalten , EXP |  $\varphi_{85}$  , I1

Abbildung 4.3: Performance  $n=1500$  rpm , EXP | I1s(a)  $\sigma_{c,10\%}$ (b)  $\sigma_{c,max}$ Abbildung 4.4: Saugverhalten , EXP |  $\varphi_{85}$  , I1s

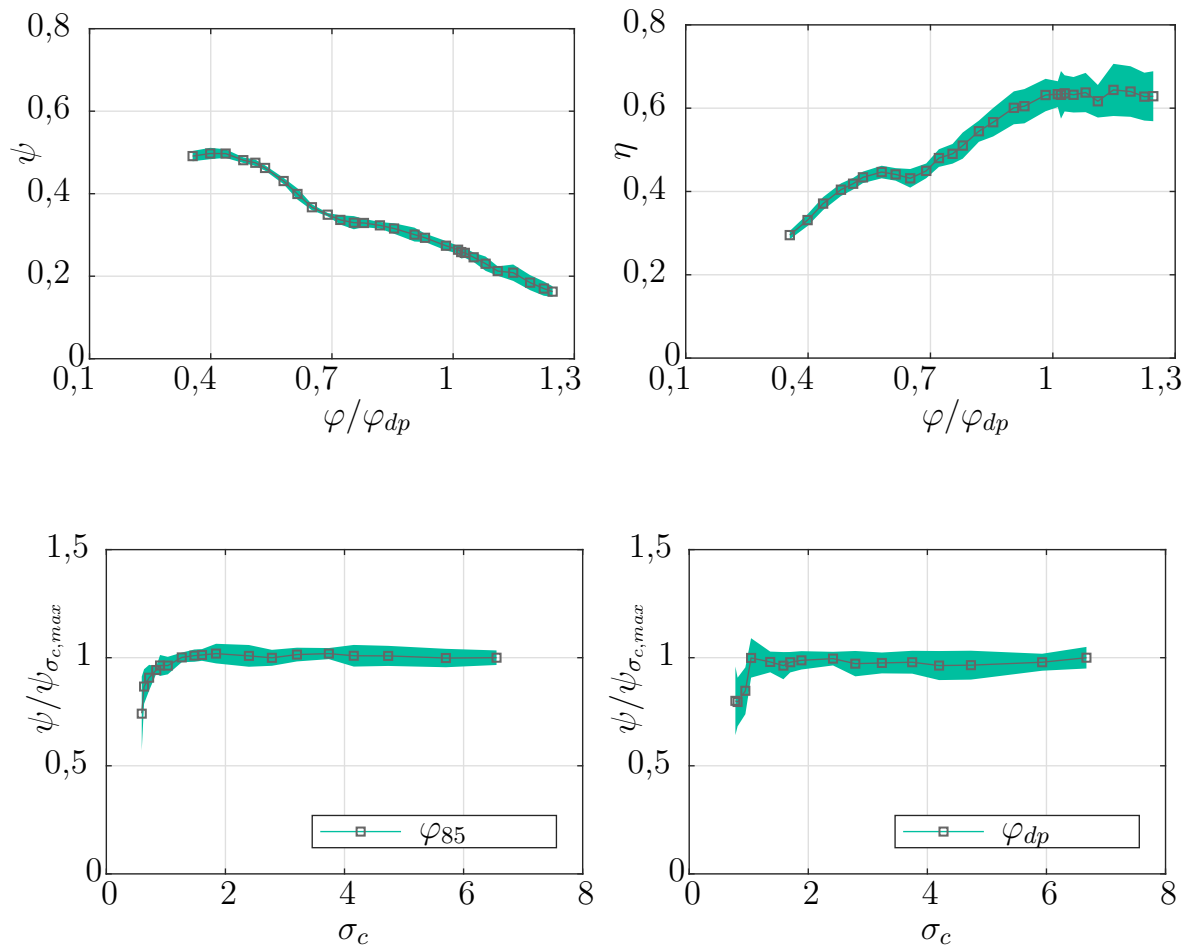
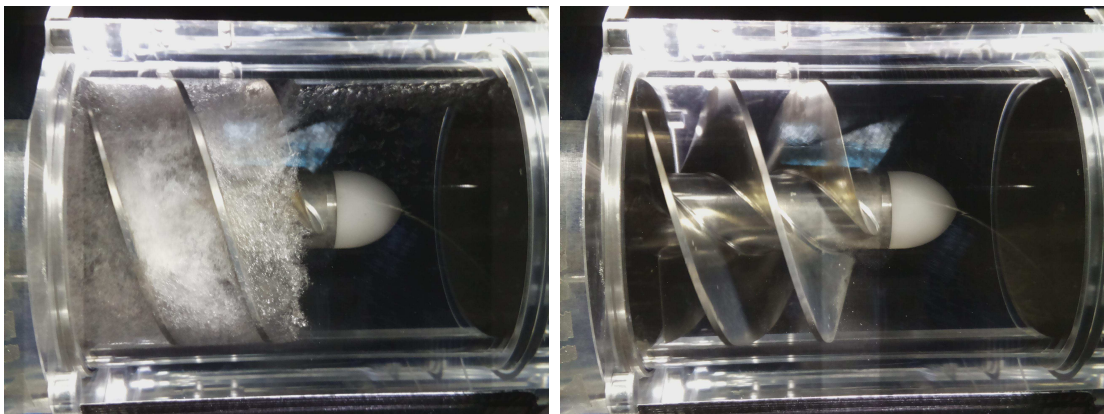


Abbildung 4.5: Performance  $n=1500$  rpm , EXP | I2



(a)  $\sigma_{c,10\%}$

(b)  $\sigma_{c,max}$

Abbildung 4.6: Saugverhalten , EXP |  $\varphi_{85}$  , I2

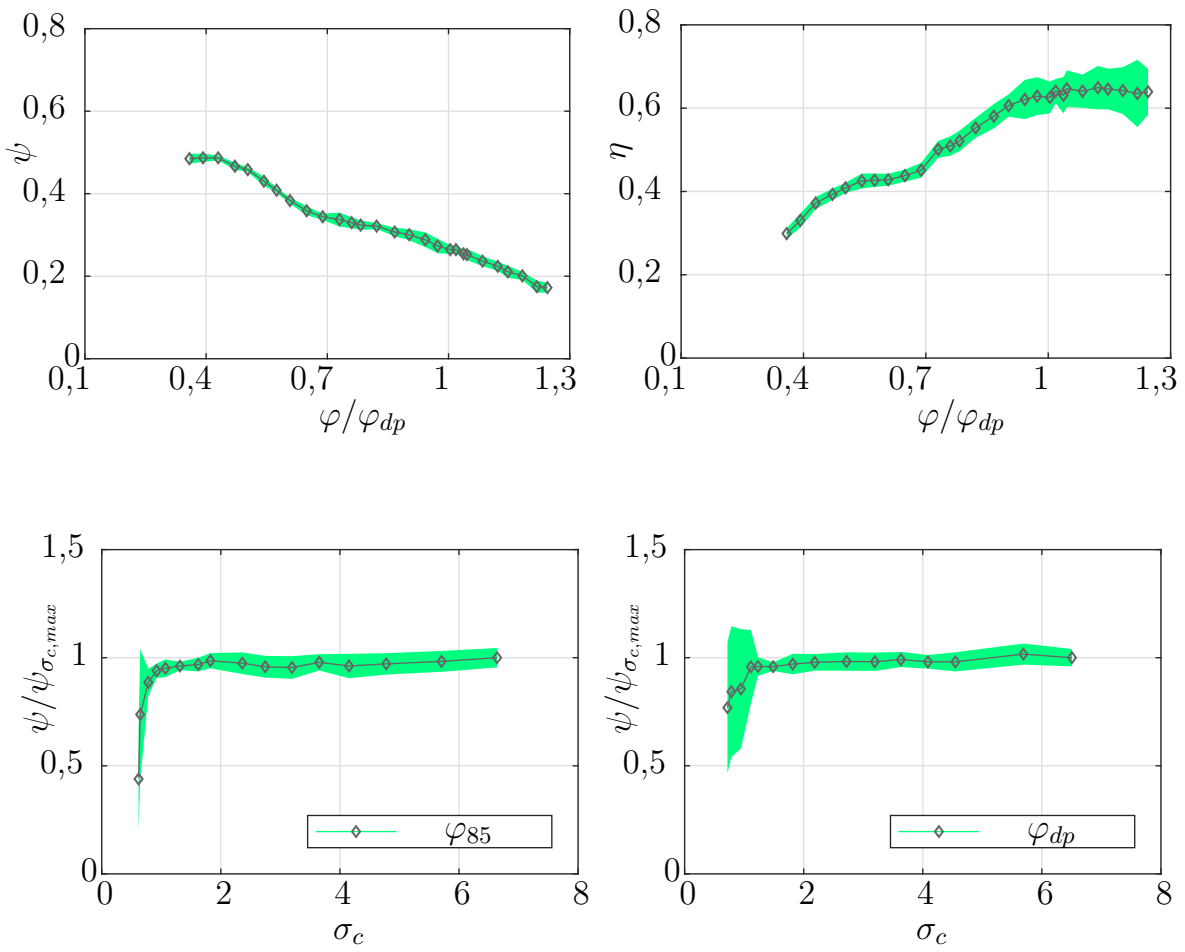
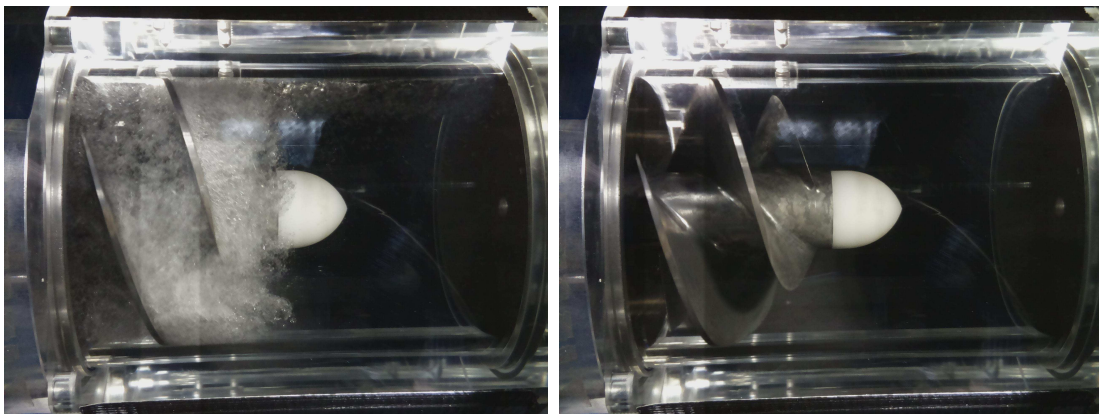


Abbildung 4.7: Performance  $n=1500$  rpm , EXP | I2s



(a)  $\sigma_{c,10\%}$

(b)  $\sigma_{c,max}$

Abbildung 4.8: Saugverhalten , EXP |  $\varphi_{85}$  , I2s

### 4.1.2 Instationärer statischer Druck

Im folgenden wird für alle Inducer die Pulsationsenergie an jeder axialen Position der Druckmessung berechnet und in den Abbildungen 4.9, 4.11, 4.13 und 4.15 dargestellt. Die Berechnung und Darstellung erfolgen für jede untersuchte Lieferzahl. Zur Verdeutlichung der Schaufelstellung ist die Schaufelspitze der Vorderkante in Bezug zu den Messstellen abgebildet. Die folgenden Beobachtungen sind für alle Inducer gleich:

Die Pulsationsenergie an der Stelle  $P_a$  geht gegen Null und ist hier auch am geringsten. Der Abstand der Messstelle zur Schaufelvorderkante auf der Saugseite ist hier am größten. Druckpulsationen können hier nur marginal detektiert werden. Bis zum Erreichen der Messstelle mit maximaler Pulsationsenergie erfolgt ein stetiger Anstieg. Das Maximum an Pulsationsenergie tritt an der Messstelle auf, an der die Schaufelspitze der Vorderkante die Sensoren erreicht. Hier erfolgt ein signifikanter Wechsel von der Saug- zur Druckseite der Schaufel und somit die größte Druckpulsation. Der Abfall an Pulsationsenergie erfolgt ebenfalls stetig und konvergiert im weiteren Verlauf auf ein konstantes niedriges Niveau. Der Einfluss der untersuchten Lieferzahlen macht sich nur im Niveau der Druckpulsationen bemerkbar. Das Niveau sinkt mit zunehmender Lieferzahl von  $\varphi_{85}$  zu  $\varphi_{120}$ .

Im Vergleich der unterschiedlichen Schaufelvorderkanten, I1 gerade, I2 zurückgeschnitten, ist ein früher auftretendes Maximum an Pulsationsenergie für den Inducer I1 ersichtlich. Das später auftretende Maximum beim Inducer I2 resultiert aus der zurückgeschnittenen Schaufelspitze der Vorderkante und der damit verbundenen und später eintretenden axialen Überdeckung mit den Messstellen, wie in den Abbildungen zu erkennen ist. Durch das später auftretende Maximum resultiert ein kleinerer Bereich mit konstant niedrigem Niveau an Pulsationsenergie für Inducer I2. Am Austritt ist das Energieniveau für die Inducer I1 und I2 gleichermaßen niedrig ausgeprägt.

Die kurzen Version I1s und I2s zeigen zu den beschriebenen langen Inducern ein nahezu äquivalentes Verhalten. Der einzige und auffälligste Unterschied beim Inducer I2s besteht darin, dass am Austritt das Niveau der Pulsationsenergie nicht lange konstant ist. Das niedrige Energieniveau stellt sich erst gegen Ende ein und ist erst an den letzten beiden Messstellen detektierbar.

Am Punkt mit der größten Pulsationsenergie ist für die Auslegungslieferzahl  $\varphi_{dp}$  der dimensionslose Druck  $p'^*$  als Funktion des Drehwinkels für eine komplette Umdrehung von  $360^\circ$  ausgewertet. Die Drehposition des Inducers und die korrelierende Schaufelstellung ist in den Abbildungen 4.10, 4.12, 4.14 und 4.16 für drei Drehwinkel dargestellt. Hiermit ist eine eindeutige Zuordnung der Entstehung der maximalen und minimalen Druckwerte möglich. Aus den Abbildungen ist ersichtlich, dass die Pulsationen bzw. die Energien aus dem Wechsel von der Saug- zur Druckseite der Schaufel resultieren, die die Sensoren passiert. Dieses Verhalten ist unabhängig von der Inducer-Geometrie und der Gestaltung der Schaufelvorderkante ersichtlich. Für alle Inducer zeigt sich ein äquivalentes Verhalten.

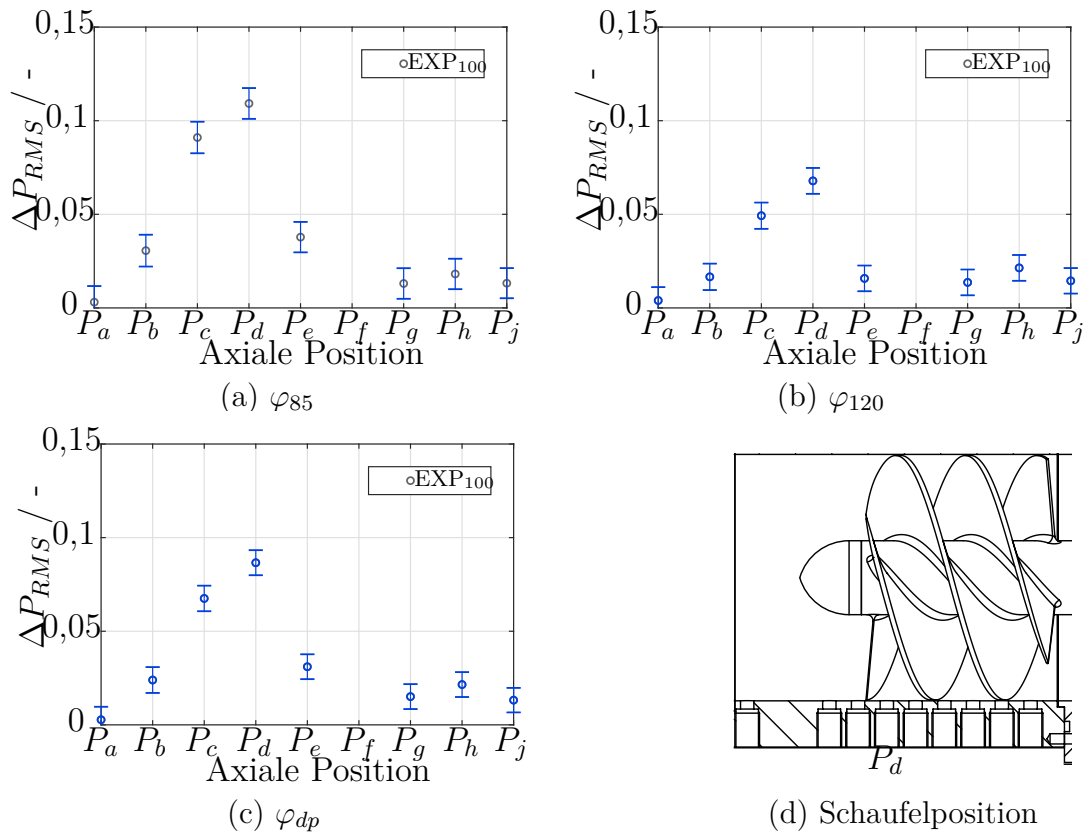


Abbildung 4.9:  $\Delta P_{RMS}$  für  $P_a - P_j$ , EXP | I1

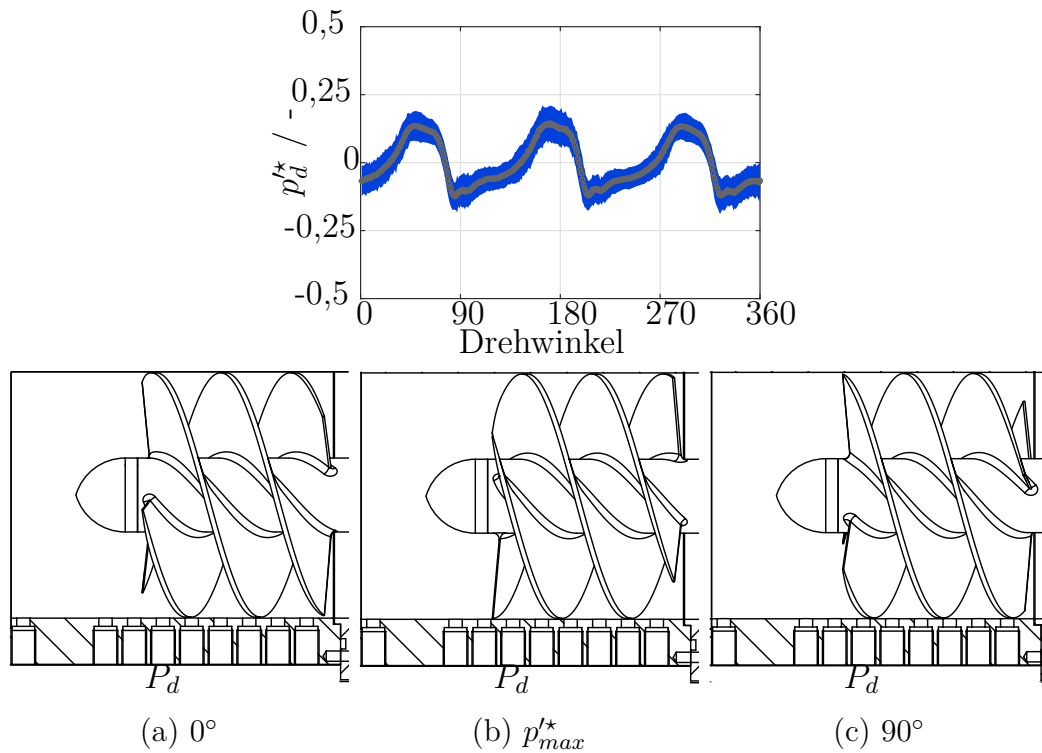


Abbildung 4.10:  $p^*$  an  $P_d$  über Drehwinkel, EXP |  $\varphi_{dp}$ , I1

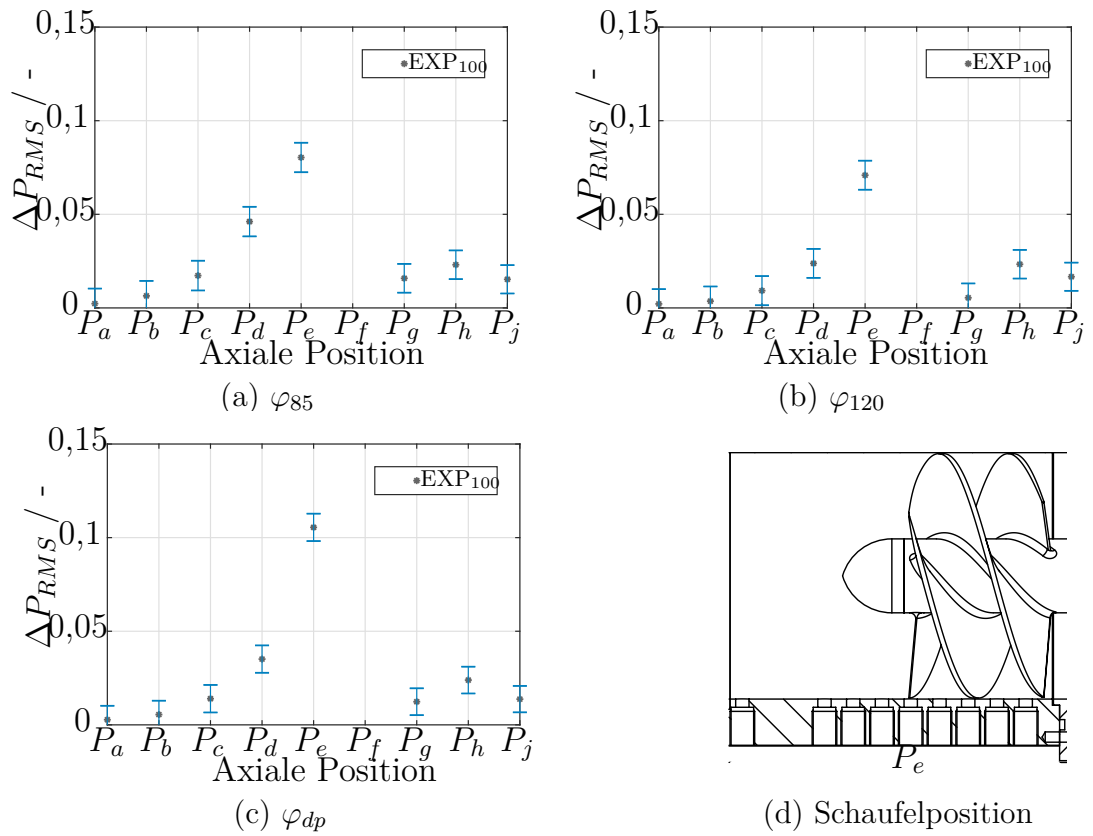


Abbildung 4.11:  $\Delta P_{RMS}$  für  $P_a - P_j$ , EXP | I1s

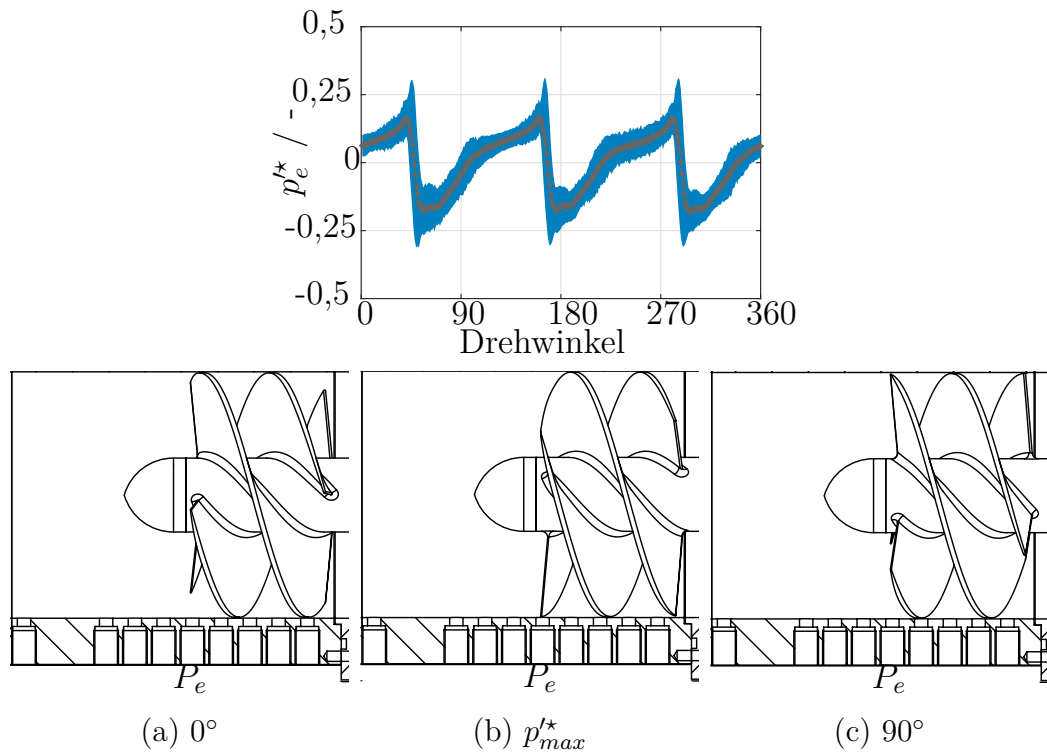


Abbildung 4.12:  $p^*$  an  $P_e$  über Drehwinkel, EXP |  $\varphi_{dp}$ , I1s



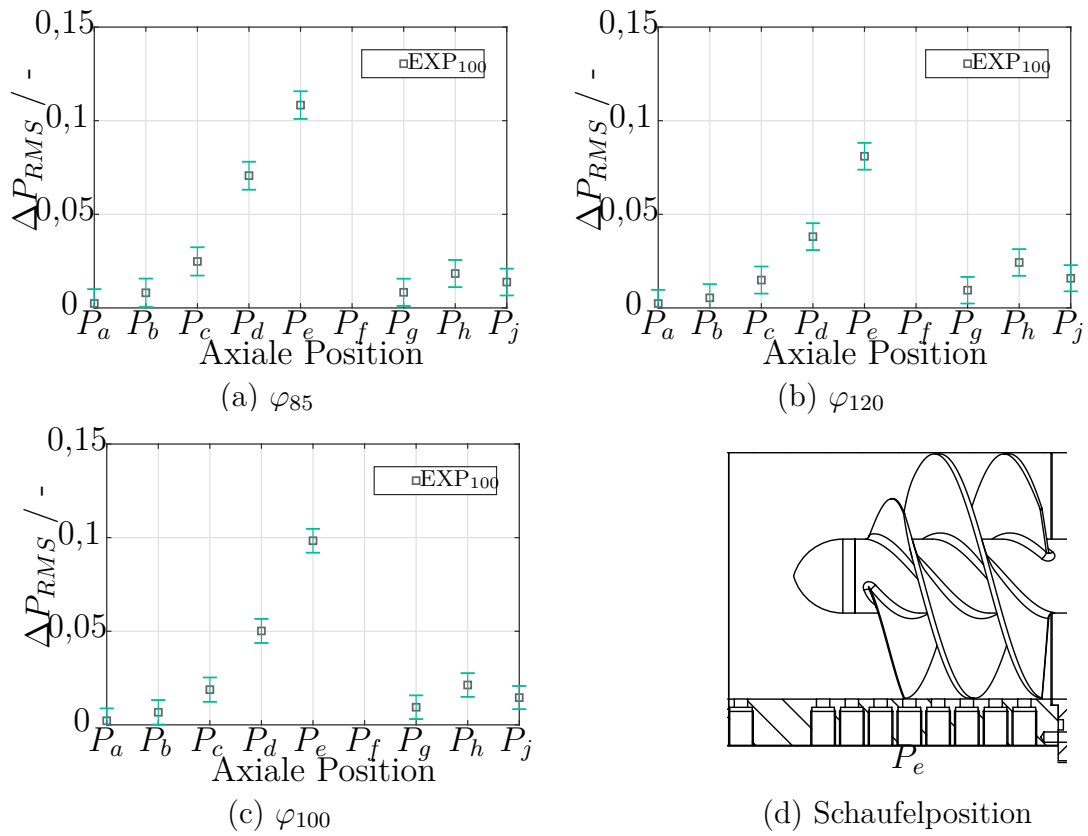


Abbildung 4.13:  $\Delta P_{RMS}$  für  $P_a - P_j$ , EXP | I2

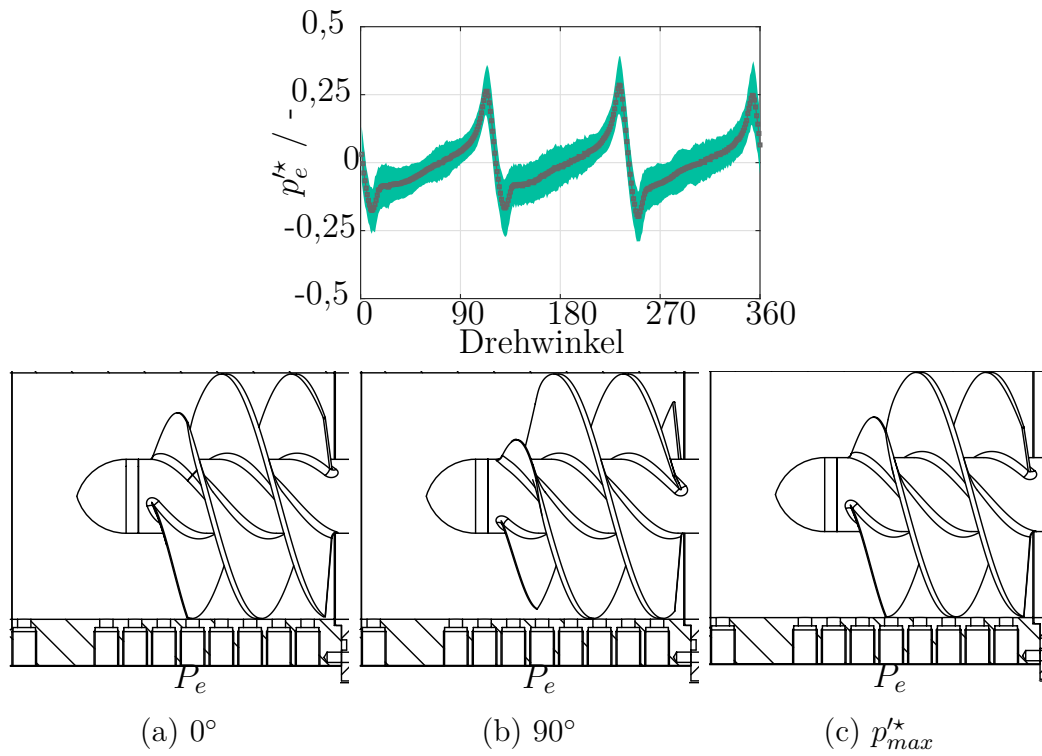


Abbildung 4.14:  $p_e^*$  an  $P_e$  über Drehwinkel, EXP |  $\varphi_{dp}$ , I2



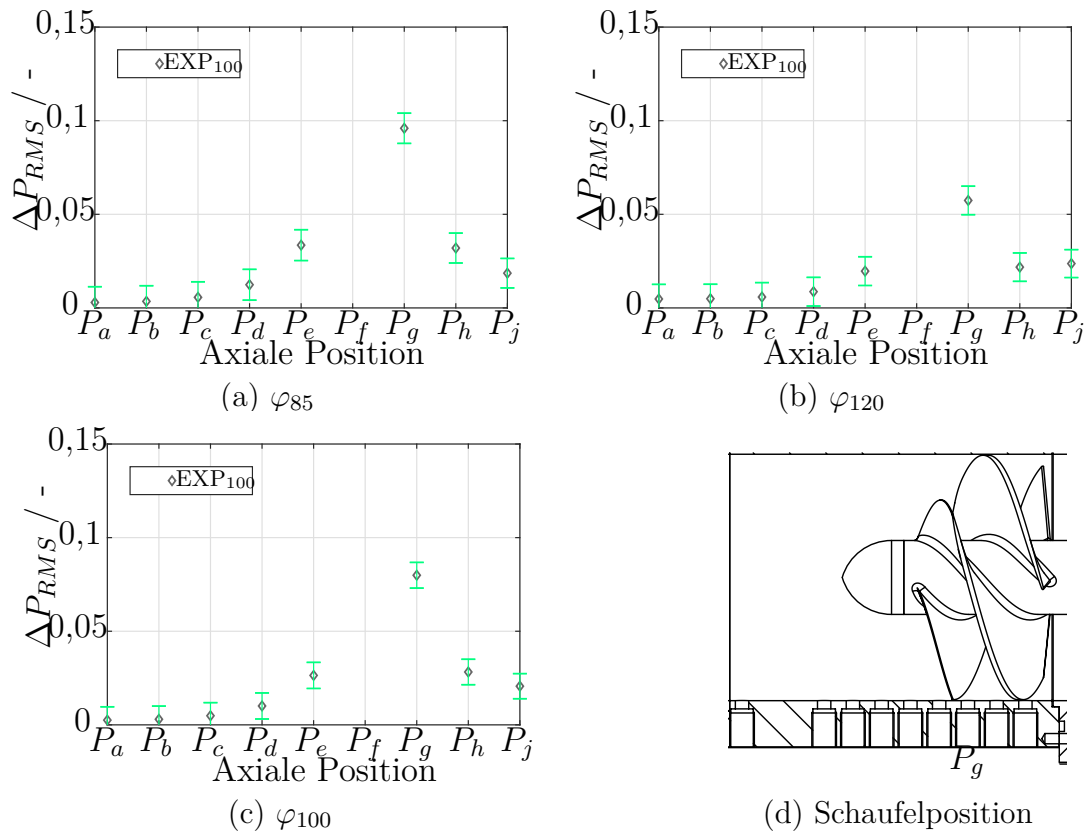


Abbildung 4.15:  $\Delta P_{RMS}$  für  $P_a - P_j$ , EXP | I2s

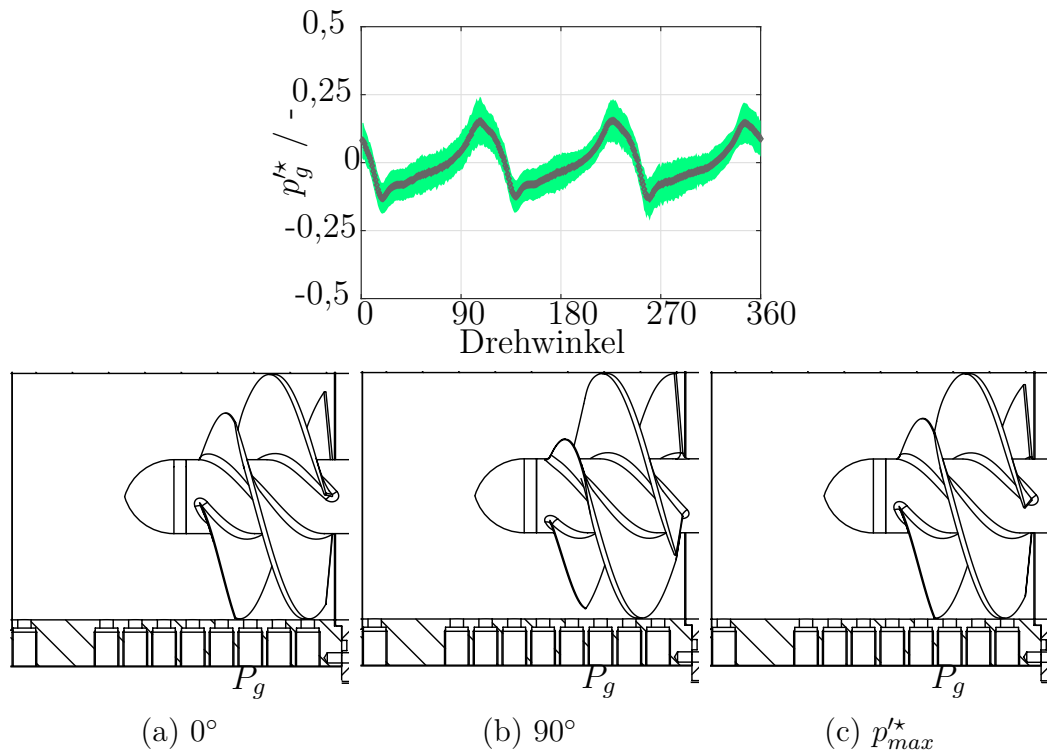


Abbildung 4.16:  $p_g^*$  an  $P_g$  über Drehwinkel, EXP |  $\varphi_{dp}$ , I2s

### 4.1.3 Totaldruck und Strömungswinkel

Die folgenden Abbildungen zeigen den gemessenen Druck  $\Delta p^*$  als Funktion des Sondenwinkels  $\Theta$ . Der maximale Druck als äquivalent gegenüber dem Totaldruck ist ermittelt und mit dem zugehörigen Sondenwinkel aufgeführt.

Der Sondenwinkel  $\Theta$  bei maximalem Druck entspricht dem Winkel der Absolutgeschwindigkeit der Strömung  $\alpha_c$ . Durch Abbildungen beschrieben ist die Druckmessung für die mittlere radiale Position  $R_M$ , für alle untersuchten Lieferzahlen. Tabellarisch sind auch die Drücke und Winkel aller übrigen Positionen aufgeführt. Die dazugehörigen Abbildungen sind im Anhang zu finden.

Für alle Inducer und alle radialen Position ist Folgendes erkennbar:

Ausgehend vom Maximum des Druckes  $\Delta p^*$  ist über einen Bereich von  $\approx \pm 11^\circ$  ein nahezu gleichbleibendes Druckniveau gegeben. Dies bestätigt die aufgeführten Beobachtungen der Literatur. Der maximale Druck  $\Delta p_{max}^*$  wird entsprechend der Literatur in der Mitte des konstanten Bereichs angenommen. Das Druckniveau senkt sich ausgehend von Teillast  $\varphi_{85}$  zu  $\varphi_{120}$ . Ebenso verschiebt sich das Maximum zu höheren Sonden- bzw. Strömungswinkeln bei kleiner werdenden Lieferzahlen.

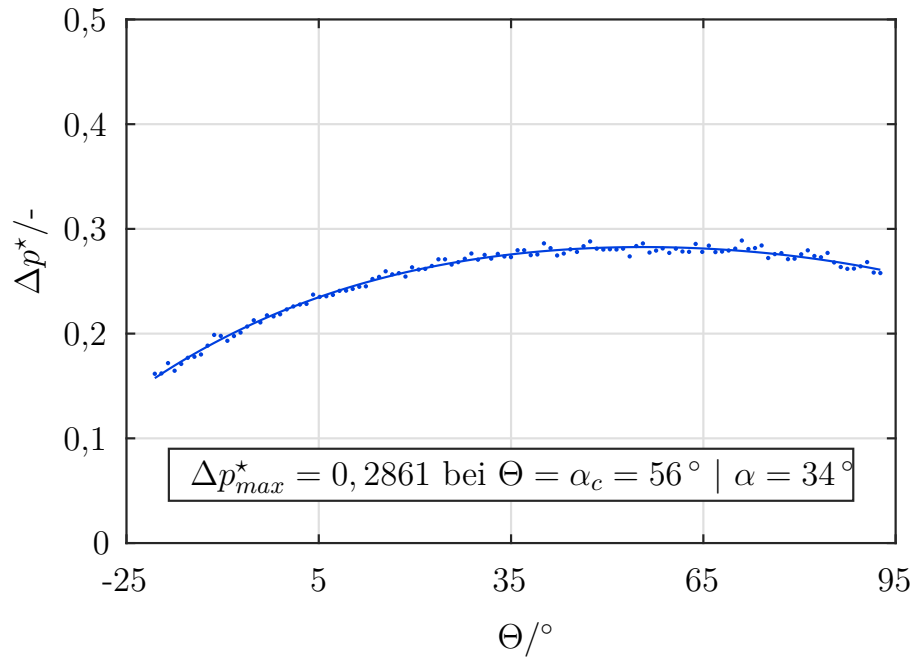


Abbildung 4.17: Totaldruck bei  $R_M$ , EXP |  $\varphi_{85}$ , I1

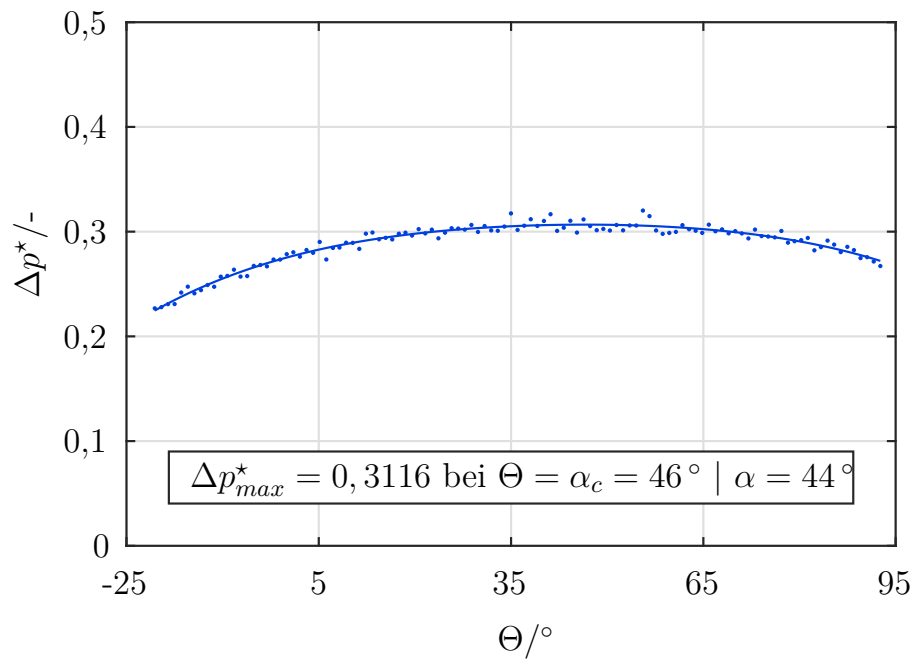
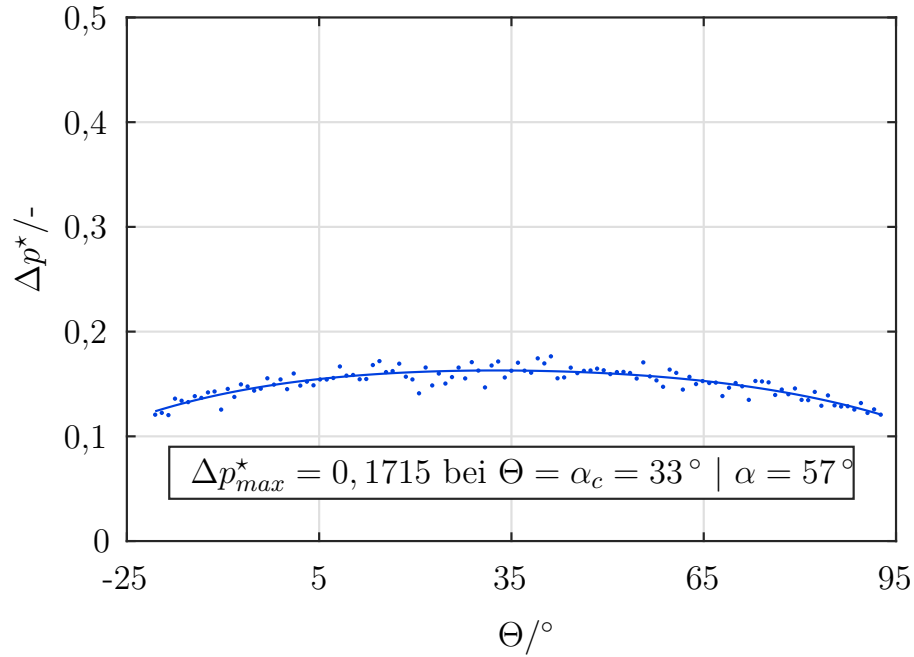


Abbildung 4.18: Totaldruck bei  $R_M$ , EXP |  $\varphi_{dp}$ , I1

Abbildung 4.19: Totaldruck bei  $R_M$ , EXP |  $\varphi_{120}$ , I1Tabelle 4.2: Gemessener Strömungswinkel  $\alpha$  bei maximalem Druck  $\Delta p^*_{max}$  | I1

Radius	$\Delta p^*_{max}/-$	$\Theta = \alpha_c/^\circ$	$\alpha/^\circ$
$\varphi_{85}$			
$R_{S-5}$	0,4148	50	40
$R_{MS}$	0,3624	50	40
$R_M$	0,2861	56	34
$R_{HM}$	0,2145	71	19
$R_{H+5}$	0,2020	93	-3
$\varphi_{dp}$			
$R_{S-5}$	0,3145	47	43
$R_{MS}$	0,3039	47	43
$R_M$	0,2400	46	44
$R_{HM}$	0,1991	56	34
$R_{H+5}$	0,1785	67	23
$\varphi_{120}$			
$R_{S-5}$	0,2124	31	59
$R_{MS}$	0,1914	29	61
$R_M$	0,1715	33	57
$R_{HM}$	0,1556	40	50
$R_{H+5}$	0,1381	39	51

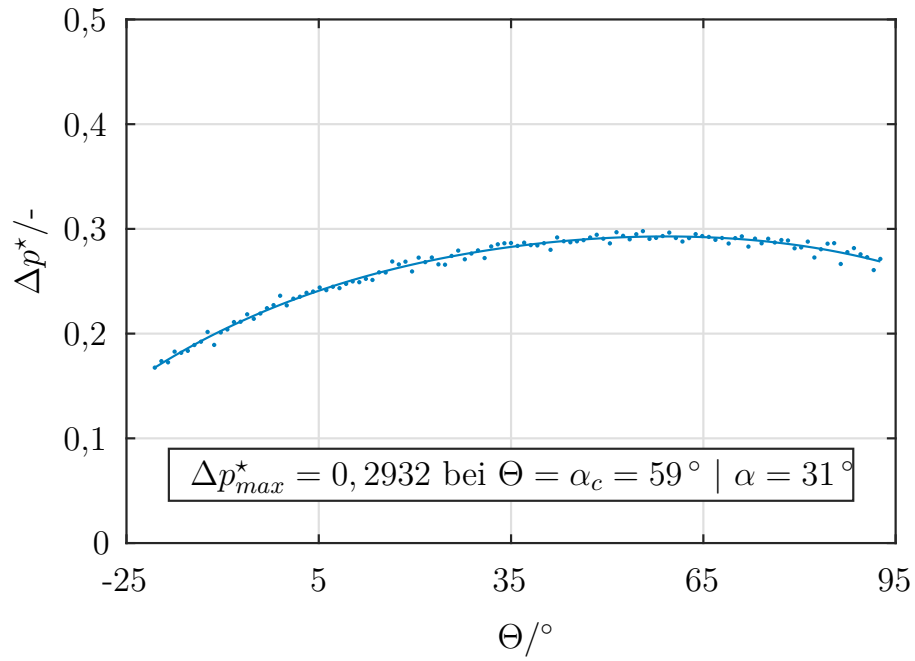


Abbildung 4.20: Totaldruck bei  $R_M$ , EXP |  $\varphi_{85}$ , IIs

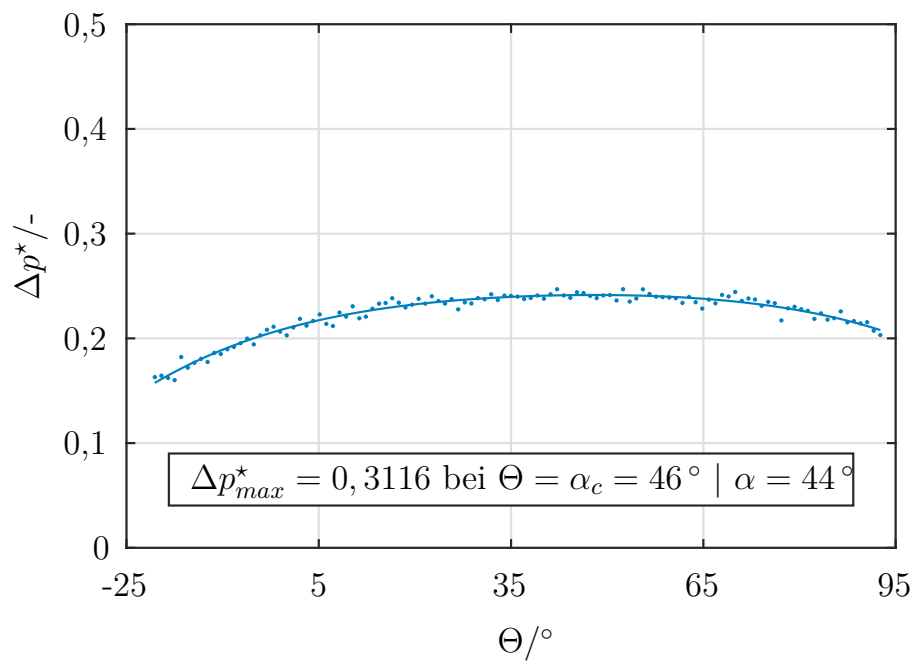
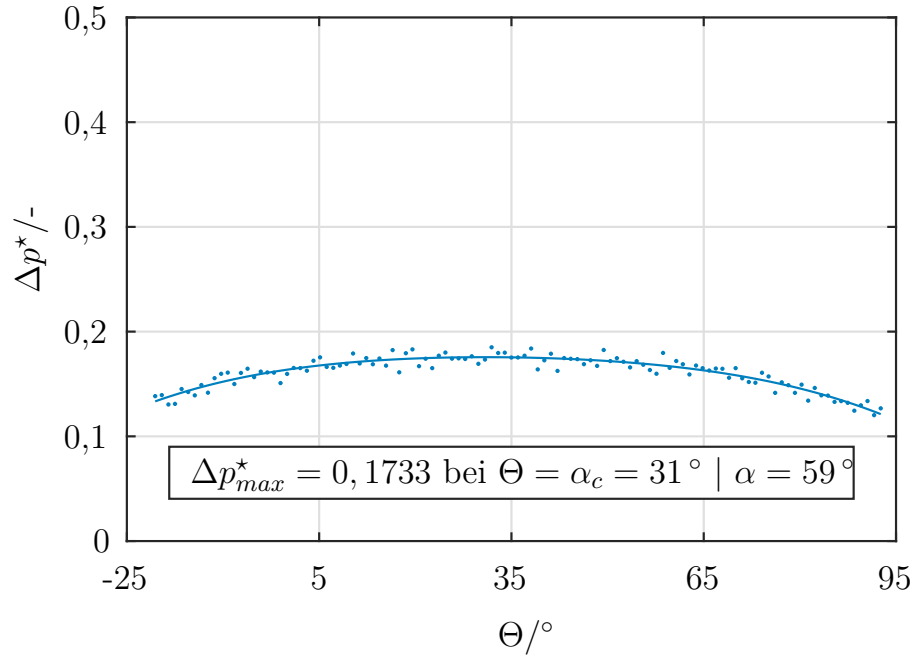


Abbildung 4.21: Totaldruck bei  $R_M$ , EXP |  $\varphi_{dp}$ , IIs

Abbildung 4.22: Totaldruck bei  $R_M$ , EXP |  $\varphi_{120}$ , IIsTabelle 4.3: Gemessener Strömungswinkel  $\alpha$  bei maximalem Druck  $\Delta p_{max}^*$  | IIs

Radius	$\Delta p_{max}^*/-$	$\Theta = \alpha_c/^\circ$	$\alpha/^\circ$
$\varphi_{85}$			
$R_{S-5}$	0,4093	54	36
$R_{MS}$	0,3698	52	38
$R_M$	0,2932	59	31
$R_{HM}$	0,2198	69	21
$R_{H+5}$	0,2014	93	-3
$\varphi_{dp}$			
$R_{S-5}$	0,3177	46	44
$R_{MS}$	0,2958	42	48
$R_M$	0,2384	48	42
$R_{HM}$	0,2076	60	30
$R_{H+5}$	0,1740	66	24
$\varphi_{120}$			
$R_{S-5}$	0,2098	36	54
$R_{MS}$	0,1978	25	65
$R_M$	0,1733	31	59
$R_{HM}$	0,1560	41	49
$R_{H+5}$	0,1180	49	41

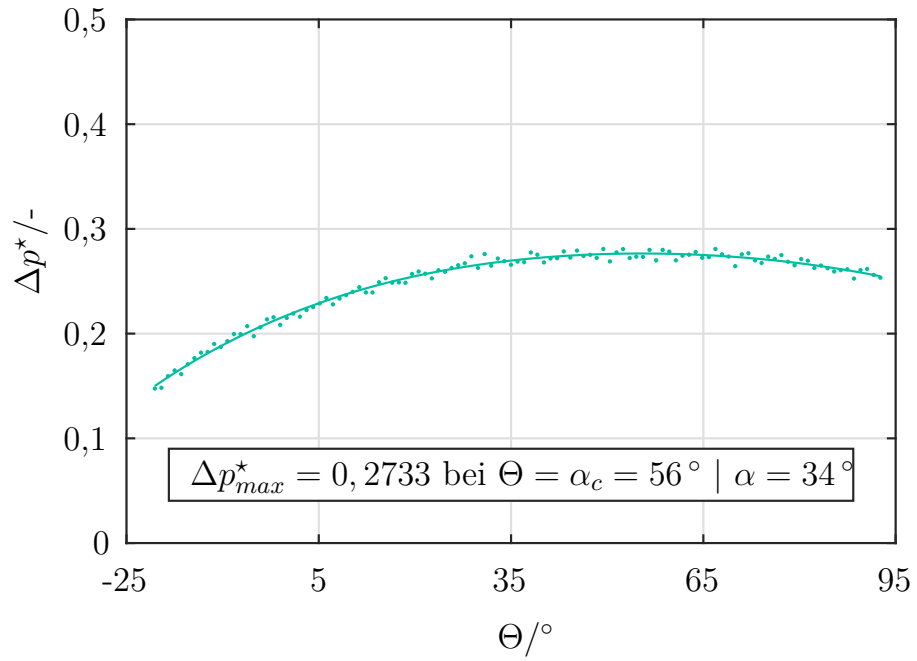


Abbildung 4.23: Totaldruck bei  $R_M$ , EXP |  $\varphi_{85}$ , I2

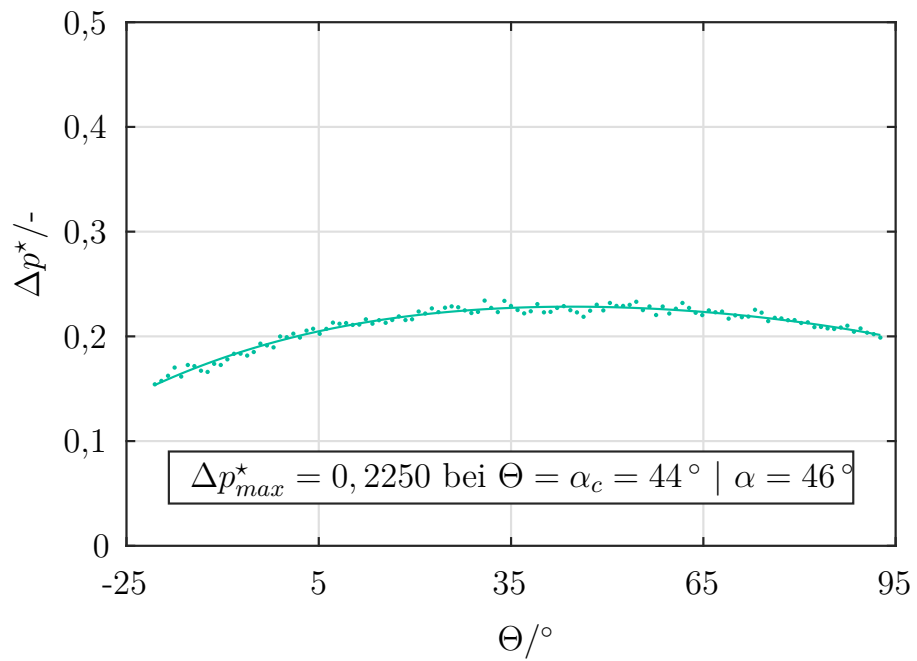


Abbildung 4.24: Totaldruck bei  $R_M$ , EXP |  $\varphi_{dp}$ , I2

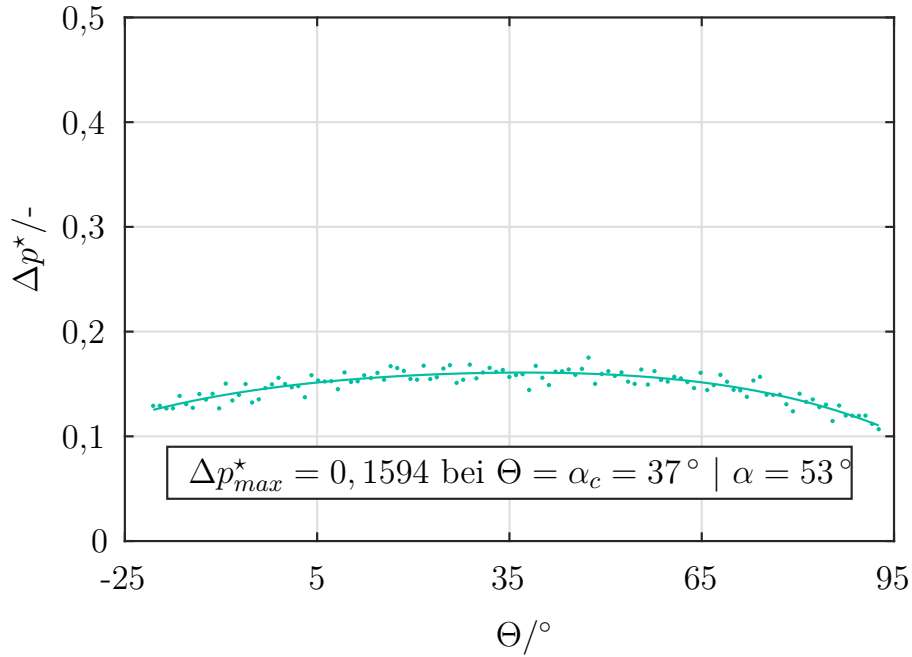


Abbildung 4.25: Totaldruck bei  $R_M$ , EXP |  $\varphi_{120}$ , I2

Tabelle 4.4: Gemessener Strömungswinkel  $\alpha$  bei maximalem Druck  $\Delta p_{max}^*$  | I2

Radius	$\Delta p_{max}^*/-$	$\Theta = \alpha_c/^\circ$	$\alpha/^\circ$
$\varphi_{85}$			
$R_{S-5}$	0,4141	54	36
$R_{MS}$	0,3475	54	36
$R_M$	0,2733	56	34
$R_{HM}$	0,2122	68	22
$R_{H+5}$	0,2032	93	-3
$\varphi_{dp}$			
$R_{S-5}$	0,2902	48	42
$R_{MS}$	0,2782	45	45
$R_M$	0,2250	44	46
$R_{HM}$	0,1664	57	33
$R_{H+5}$	0,1512	67	23
$\varphi_{120}$			
$R_{S-5}$	0,1436	30	60
$R_{MS}$	0,1694	30	60
$R_M$	0,1594	37	53
$R_{HM}$	0,0829	42	48
$R_{H+5}$	0,0584	43	47



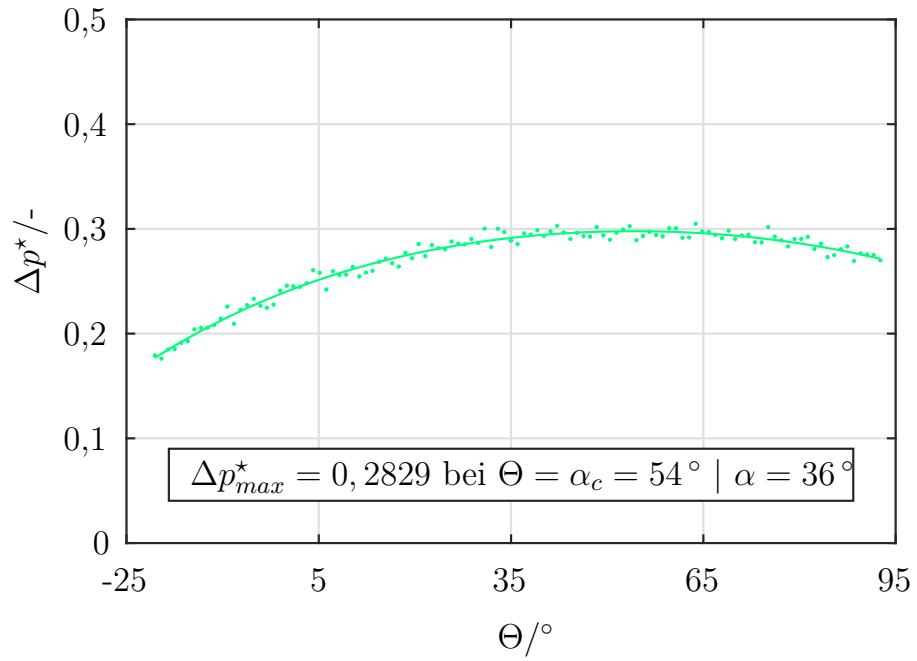


Abbildung 4.26: Totaldruck bei  $R_M$ , EXP |  $\varphi_{85}$ , I2s

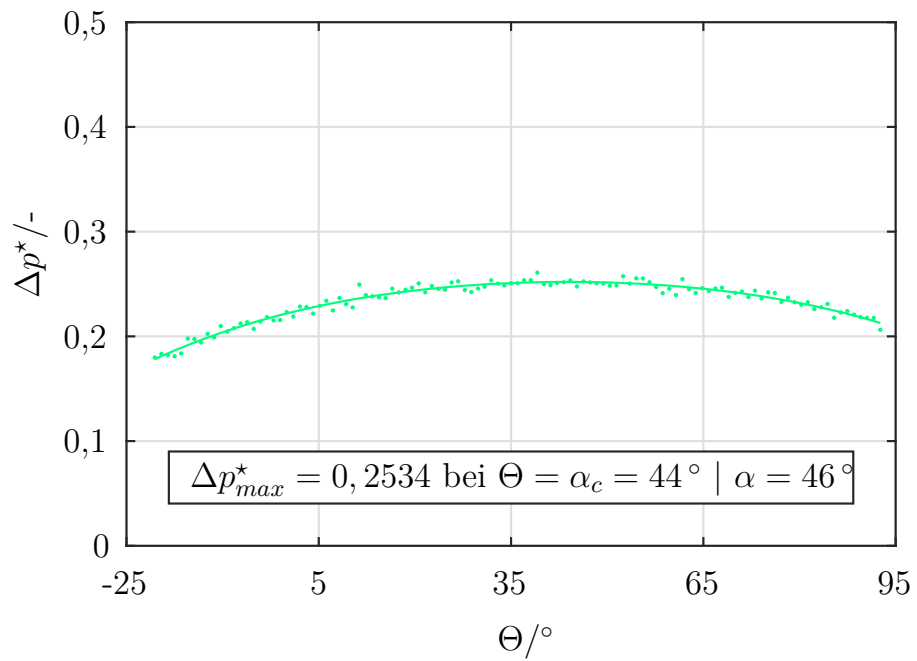


Abbildung 4.27: Totaldruck bei  $R_M$ , EXP |  $\varphi_{dp}$ , I2s

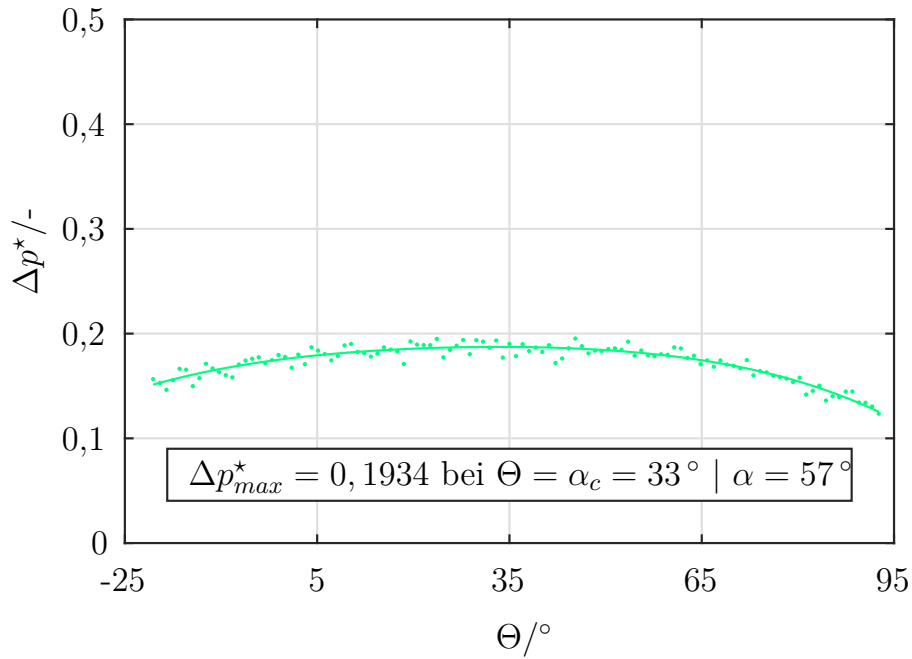


Abbildung 4.28: Totaldruck bei  $R_M$ , EXP |  $\varphi_{120}$ , I2s

Tabelle 4.5: Gemessener Strömungswinkel  $\alpha$  bei maximalem Druck  $\Delta p_{max}^*$  | I2s

Radius	$\Delta p_{max}^*/-$	$\Theta = \alpha_c/^\circ$	$\alpha/^\circ$
$\varphi_{85}$			
$R_{S-5}$	0,3937	54	36
$R_{MS}$	0,3436	51	39
$R_M$	0,2892	55	35
$R_{HM}$	0,2286	64	26
$R_{H+5}$	0,2012	93	-3
$\varphi_{dp}$			
$R_{S-5}$	0,3072	44	46
$R_{MS}$	0,2829	40	50
$R_M$	0,2534	44	46
$R_{HM}$	0,2066	55	35
$R_{H+5}$	0,1847	70	20
$\varphi_{120}$			
$R_{S-5}$	0,2122	28	62
$R_{MS}$	0,2064	29	61
$R_M$	0,1934	33	57
$R_{HM}$	0,1610	41	49
$R_{H+5}$	0,1330	57	33

## 4.2 Validierung der Numerik mit dem Experiment

Numerisch ermittelte Daten sind generell mit Unsicherheit behaftet da es sich hierbei nur um eine Approximation der Realität handelt. Bevor die numerisch verifizierten Simulationsergebnisse zur Beantwortung der Arbeitshypothesen genutzt werden können, ist eine Validierung dieser Daten mit experimentellen Ergebnissen notwendig. [AIA88]

Allgemein ergibt sich aus der Annäherung der Strömungsgebiete bzw. Bauteile durch Gitterstrukturen eine quasi individuelle Fehlerquelle durch die Vernetzung. Jeder Anwendungsfall bedarf somit einer isolierten Untersuchung bzw. Validierung. [FP08]

Gut untersucht ist die Genauigkeit von Simulationsergebnissen mit verschiedenen Modellen für Inducer unter kavitierenden Zuständen mit einem  $y^+ > 35$  von Coutier-Delgosha in [CDFPR03]. Die Arbeit befasst sich mit dem Einfluss des  $k - \epsilon RNG$ , dem modifizierten  $k - \epsilon RNG$  und dem  $k - \omega SST$  (kompressibel und inkompressibel). Instationäres Verhalten von kavitierenden Inducern sind basierend auf dieser Validierung beispielsweise untersucht von Coutier-Delgosha [CDCJR04, CDFPR<sup>+</sup>05] und Bakir [CABCA<sup>+</sup>15]. Die hier durchgeführten instationären Untersuchungen basieren im Gegensatz dazu auf nicht kavitierenden Strömungszuständen. Ein weiterer Unterschied zu den Untersuchungen von Coutier-Delgosha ist, dass der hier generierte  $y^+$ -Wert der Netze kleiner als eins ist. Deshalb ist eine erneute Untersuchung der Genauigkeit und des Einflusses der Modellierungsansätze angebracht, da für diesen Anwendungsfall keine aussagekräftigen Validierungen gefunden werden konnten.

Die Validierung hier erfolgt mit den Daten aus den experimentellen Untersuchungen der vorhergehenden Beschreibung.

Der Abgleich der numerischen mit den experimentellen Daten erfolgt für alle Inducer bei einer Lieferzahl von  $\varphi_{dp}$  und für Inducer I2 zusätzlich für  $\varphi_{85}$ . Alle Ergebnisse, resultierend aus den Daten von Inducer I2, sind repräsentativ für alle weiteren untersuchten Inducer.

Die Linien der Simulationen werden mittels der Anstrichbilder für  $\varphi_{85}$  und  $\varphi_{dp}$  bei allen Inducern validiert. Bei einer Lieferzahl von  $\varphi_{120}$  sind die Linien aus Gründen der Vollständigkeit im Anhang aufgeführt. Bei der allgemeinen Validierung wird der Einfluss der Wirbelviskositätsmodellen und dem Reynolds-Spannungs-Modell berücksichtigt. Es erfolgt keine Unterscheidung der verschiedenen Modelle bei der Betrachtung der Linien, da die Strömung an der Nabe hinsichtlich Sekundärströmung und Ablösung untersucht wird. Hier erfolgt nach [ATP16] und [FP08] die Validierung mit dem Modellierungsansatz durch das Reynolds-Spannungs-Modell.

Zusätzlich ist hier also auch der Einfluss unterschiedlicher Ansätze bei der Modellierung untersucht, um durch den geringen Mehraufwand zusätzliche Erkenntnisse sichern zu können. Der Einfluss wird mit einem Vergleich des Spalart-Allmaras, des  $k - \omega - SST$  und des  $SSG$  Modell untersucht. Das Spalart-Allmaras-Modell als Eingleichungsmodell, das SST-Modell als Zweigleichungsmodell aus der Unter-

gruppe der Wirbelviskositätsmodelle und das SSG-Modell als Reynolds-Spannungs-Modell.[Ans17]

Das SSG-Modell ist bei der folgenden Auswertung hervorgehoben, da es für die Beantwortung der Arbeitshypothesen essenziell ist.

### 4.2.1 Instationärer statischer Druck

Die Abbildungen 4.29, 4.30, 4.31 und 4.32 zeigen die Pulsationsenergie  $\Delta P_{RMS}$  an jeder axialen Position für alle Inducer im Auslegungspunkt. Die Energien sind berechnet aus Simulationsdaten für jedes Modell und aus experimentellen Daten, inklusive des sich ergebenden Fehlerbandes.

Es kann kein signifikanter Einfluss der Modellierung auf die berechneten physikalischen Größen erkannt werden. Die Validierung der numerischen Daten durch die experimentellen Ergebnisse bedarf keiner Unterscheidung gegenüber dem verwendeten Modell.

Für kleine Energien von  $\Delta P_{RMS} < 0,05$  ist kein erkennbarer Unterschied zwischen Experiment und Simulation vorhanden. Die Simulationsergebnisse befinden sich nahe am Messpunkt oder innerhalb des Fehlerbalkens. Bei größeren Pulsationsenergien ergeben sich von den Experimenten abweichende Simulationsergebnisse. Die Abweichungen liegen auch außerhalb des Fehlerbereichs der Messung. Für Bereiche mit hohen Pulsationsenergien werden die Energien durch Simulationen überschätzt.

Die Abbildungen 4.33, 4.34, 4.35 und 4.36 zeigen die Druckverläufe abhängig vom Drehwinkel für alle drei Modelle am Punkt größter Pulsationsenergie. Der Unterschied der Verläufe zwischen den drei Modellen ist marginal. Die Druckverläufe der Simulationen bilden die experimentell ermittelten Verläufe gut ab. Ein ausgeprägtes Minimum ist bei allen Simulationen für alle Inducer erkennbar. Die experimentellen Untersuchungen können allerdings die scharfen Minima der Simulationsergebnisse nicht wiedergeben oder bestätigen.

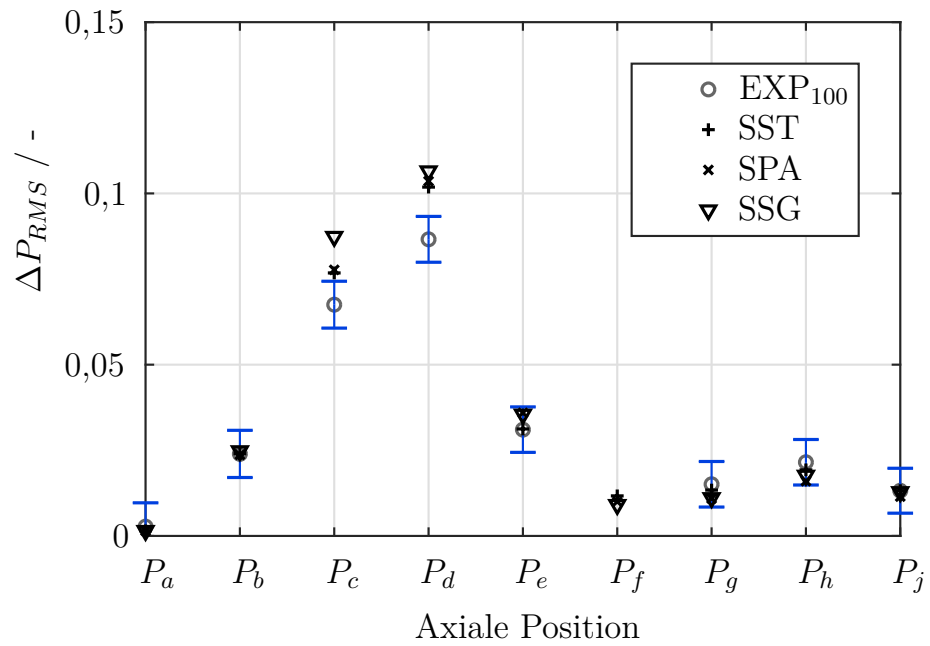


Abbildung 4.29:  $\Delta P_{RMS}$  für  $P_a - P_j$ , EXP-SIM |  $\varphi_{dp}$ , I1

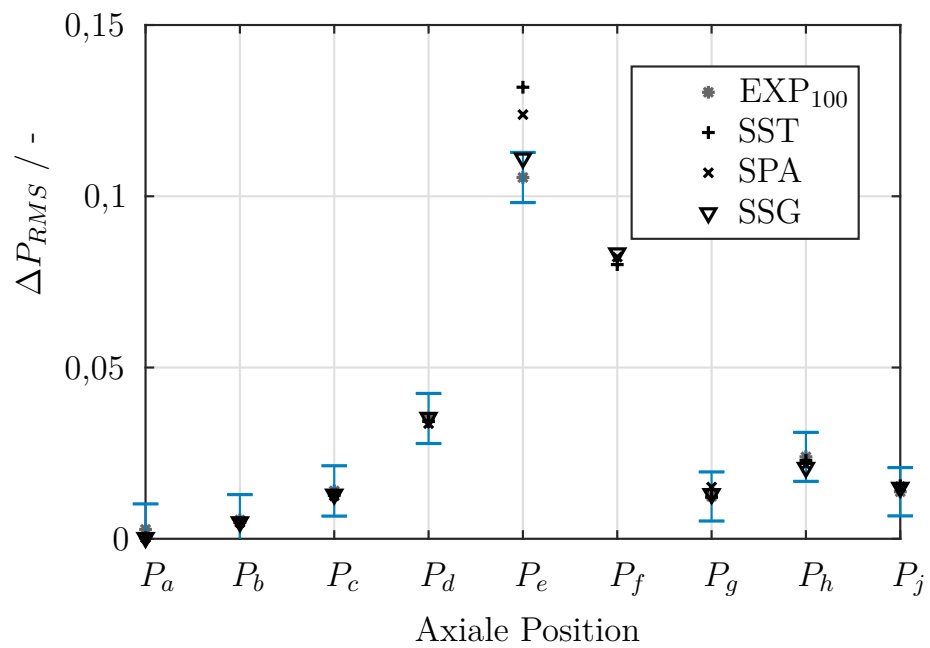
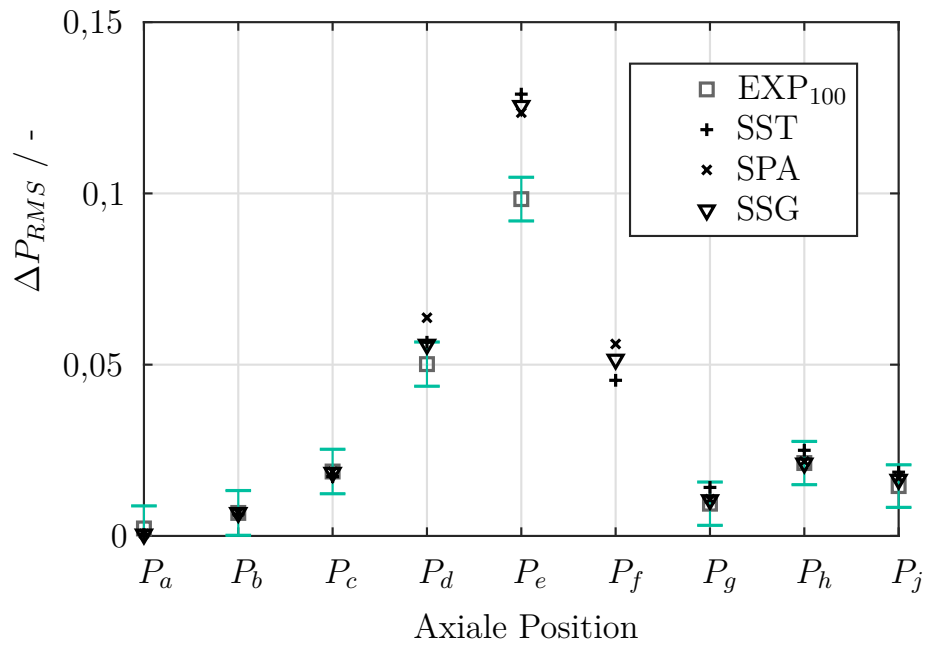
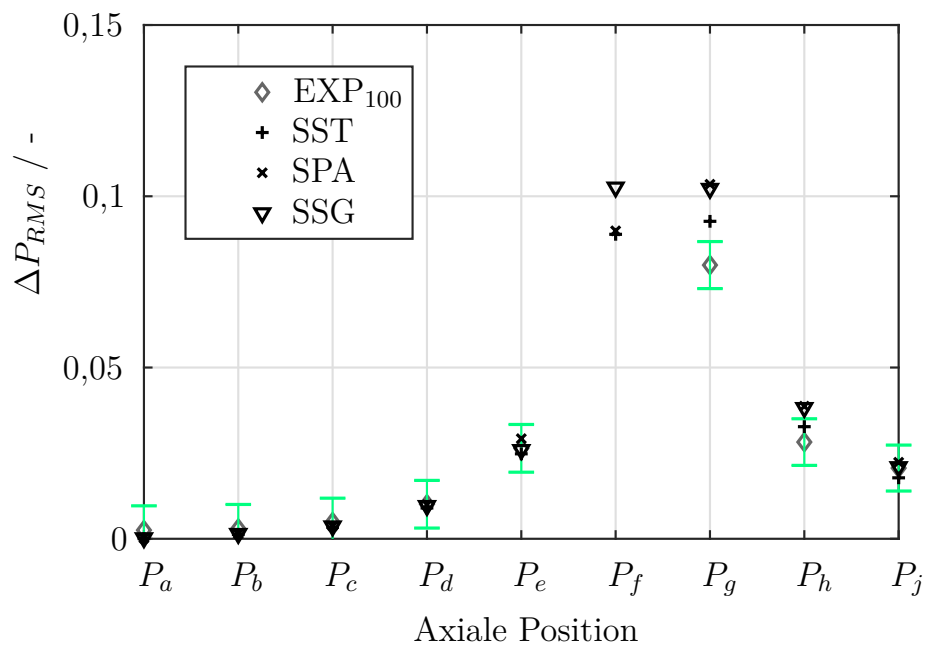


Abbildung 4.30:  $\Delta P_{RMS}$  für  $P_a - P_j$ , EXP-SIM |  $\varphi_{dp}$ , I1s

Abbildung 4.31:  $\Delta P_{RMS}$  für  $P_a - P_j$ , EXP-SIM |  $\varphi_{dp}$ , I2Abbildung 4.32:  $\Delta P_{RMS}$  für  $P_a - P_j$ , EXP-SIM |  $\varphi_{dp}$ , I2s

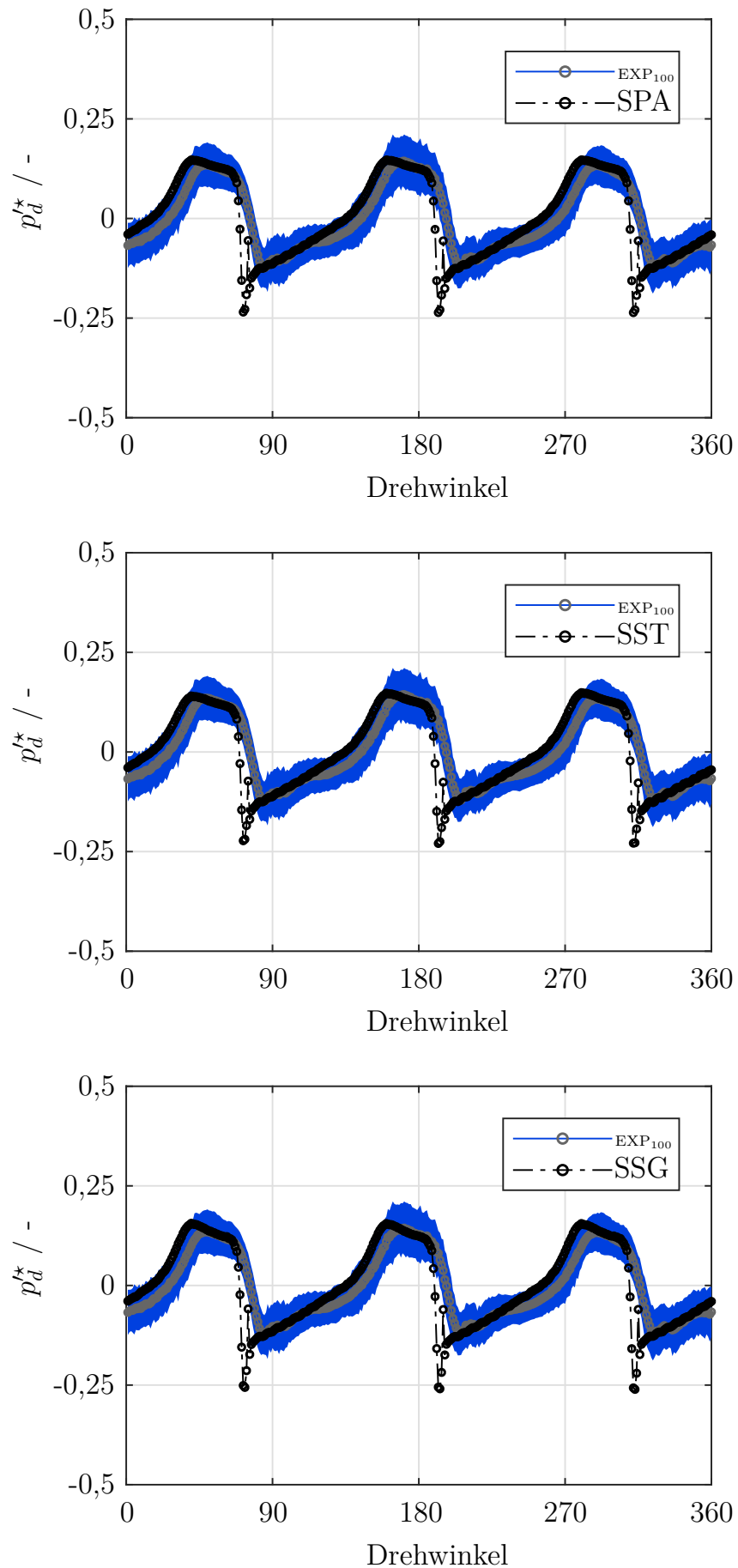
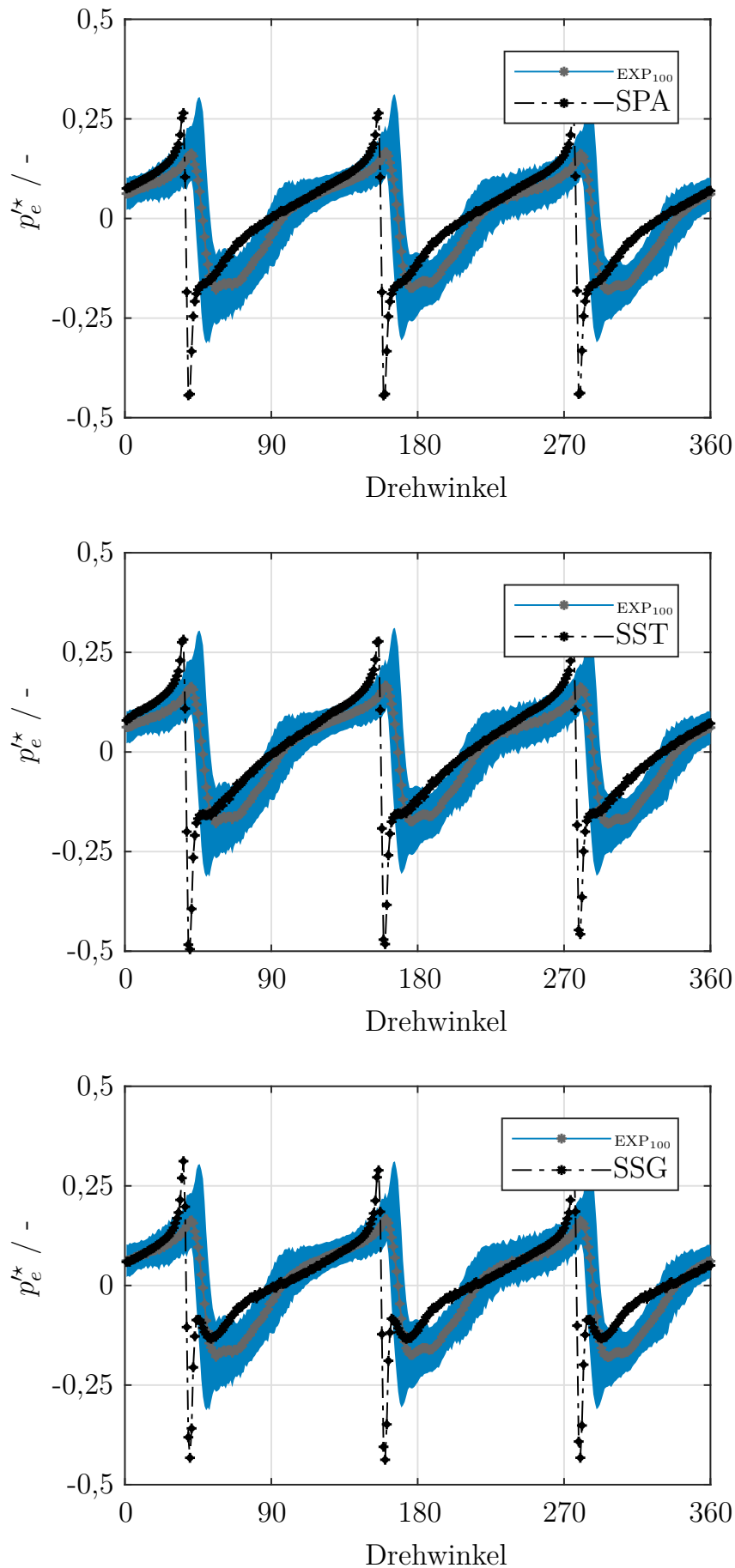


Abbildung 4.33: Instationärer Druckverlauf an  $P_d$ , EXP-SIM |  $\varphi_{dp}$ , II

Abbildung 4.34: Instationärer Druckverlauf an  $P_e$ , EXP-SIM |  $\varphi_{dp}$ , IIs



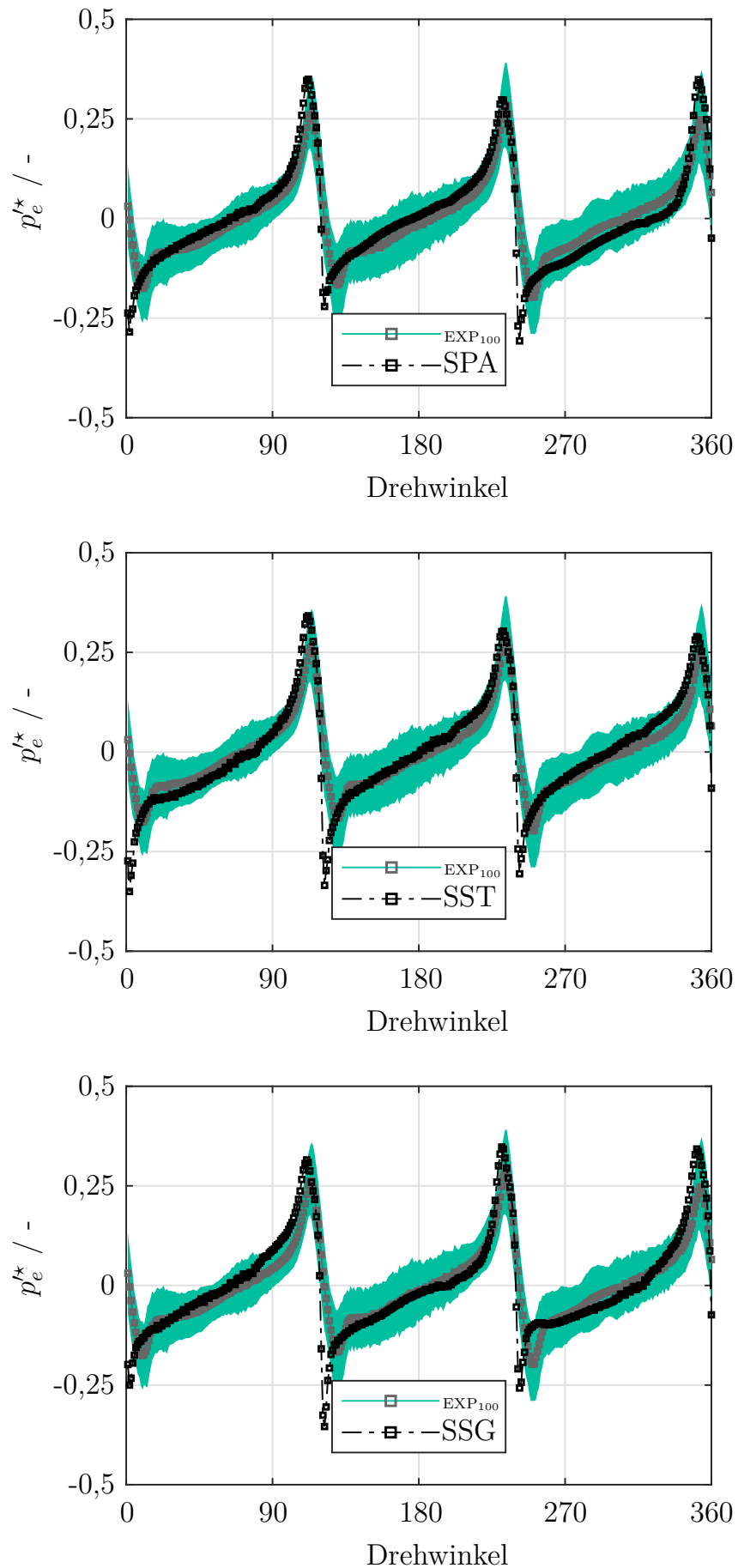
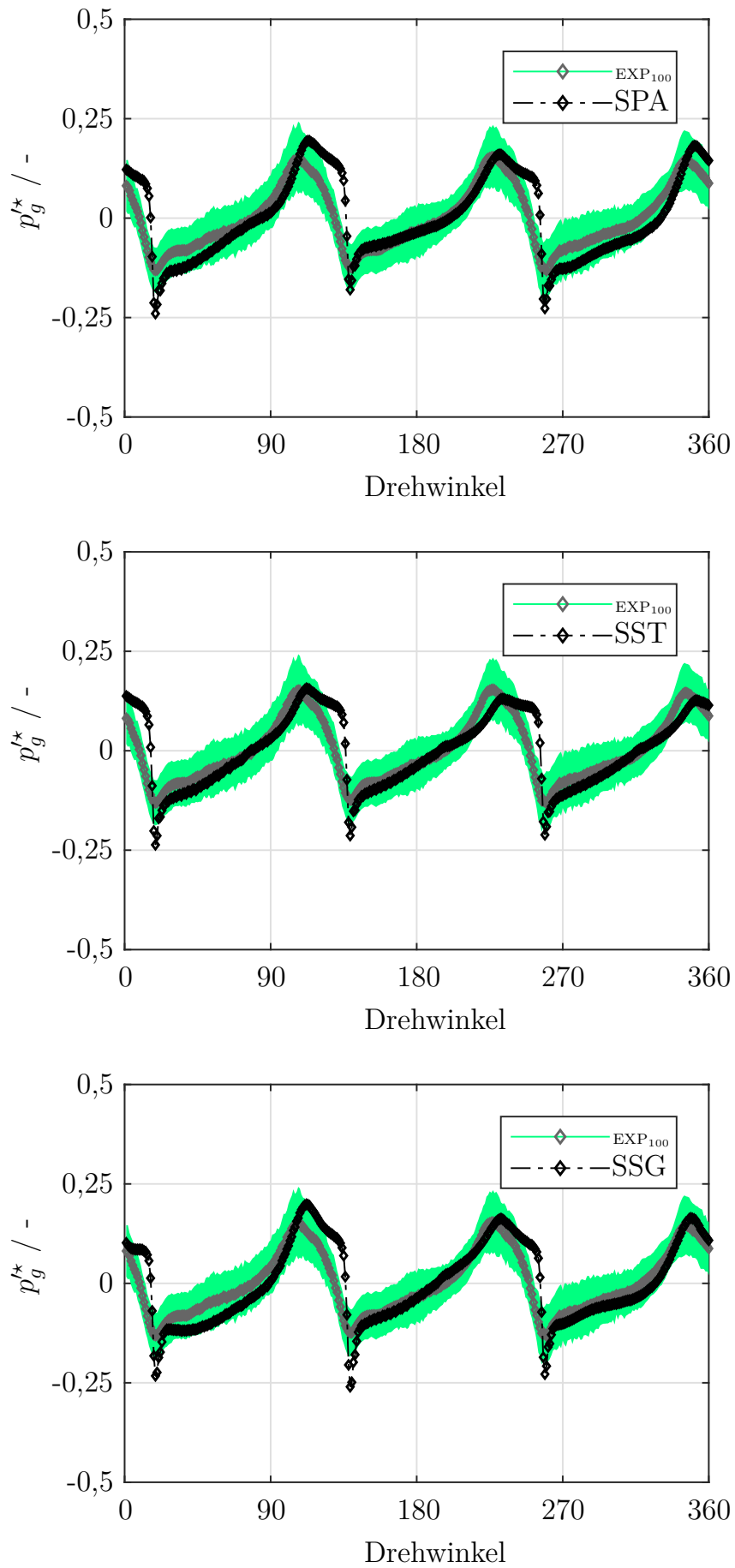


Abbildung 4.35: Instationärer Druckverlauf an  $P_e$ , EXP-SIM |  $\varphi_{dp}$ , I2

Abbildung 4.36: Instationärer Druckverlauf an  $P_g$ , EXP-SIM |  $\varphi_{dp}$ , I2s

## FFT - Frequenzanalyse

Für den Inducer I2 ist beispielhaft eine Frequenzanalyse mittels einer FFT des transienten Drucksignals am Punkt maximaler Pulsationsenergie durchgeführt. Die hier gezeigten Ergebnisse sind repräsentativ für alle Inducer hinsichtlich der Bewertung des Einflusses der Modelle auf das Frequenzspektrum. Prägnante Druckwerte ergeben sich bei der Schaufeldurchgangsfrequenz und ihren Vielfachen, siehe Abbildung 4.37. Für drei Schaufeln ergibt sich diese bei einer Drehzahl von 1500 rpm zu 75 Hz. Es zeigt sich kein signifikanter Einfluss der Modellierung auf die Ergebnisse der FFT aus Simulationsdaten. Generell ist der Druck als Funktion der Frequenz ausgeprägter bei der FFT aus numerischen Daten.

Aufgrund der geringen Datendichte der numerischen Untersuchungen ergibt sich eine mögliche Auflösung im Frequenzspektrum von 25 Hz. Dies ist das Resultat aus den 360 aufgezeichneten Messwerten einer Umdrehung mit einer Abtastrate von 9000 Hz. Die experimentellen Daten von 1500 Umdrehungen bei einer Auflösung von 360 Punkten pro Umdrehung ergeben eine Anzahl von 540000 Messwerten. Mit einer Abtastrate von ebenfalls 9000 Hz ergibt sich eine Auflösung von 1/60 Hz im Frequenzspektrum. Dieser Unterschied ist in Abbildung 4.37 ersichtlich. Aufgrund dieser Differenzierung ist die Darstellung und somit Validierung der numerischen Ergebnisse für kleinerer Frequenzspektren nicht möglich.

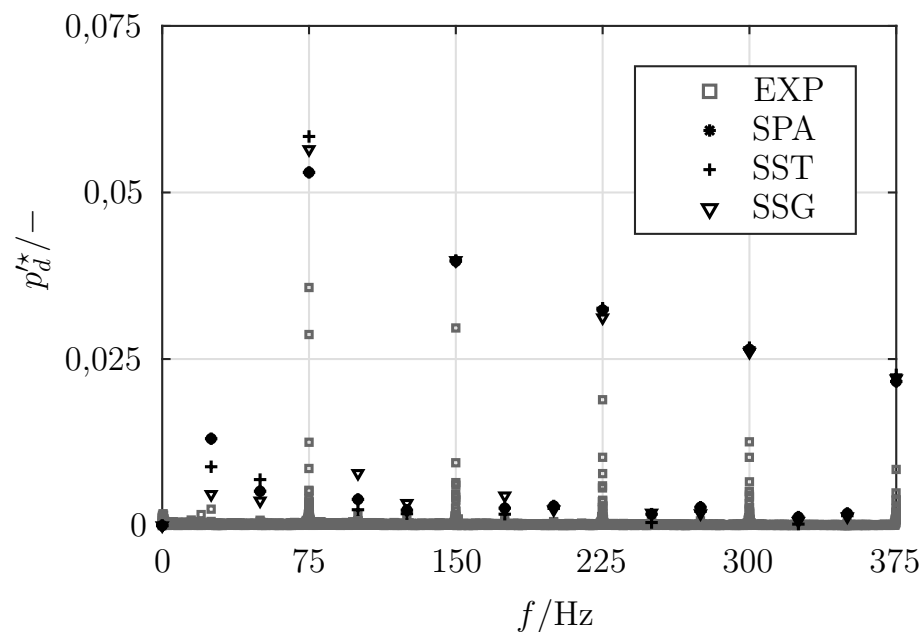


Abbildung 4.37: Frequenzanalyse , EXP-SIM |  $\varphi_{dp}$  , I2

## 4.2.2 Strömungswinkel, Totaldruck und Druckzahl

Der Strömungswinkel und der Totaldruck am Auslass sind für die Beantwortung der Arbeitshypothesen essenziell. Für die Simulationen wurden an 100 radialen Positionen von der Nabe zum Gehäuse der Winkel und der Totaldruck berechnet. Die Messungen erfolgen an fünf definierten radialen Positionen.

### Strömungswinkel

Abbildungen 4.38, 4.39, 4.40 und 4.41 zeigen den mit der Sonde ermittelten Strömungswinkel bei maximalem Druck und den errechneten Strömungswinkel der Simulationen in Korrelation zur radialen Position am Austritt des Inducers. Der farbig gekennzeichnete Bereich von  $\pm 11^\circ$  um den Winkel der Experimente verdeutlicht den Bereich, in dem der Druck maximal ist.

Der Einfluss der Modellierung auf die physikalischen Daten ist minimal. Für alle Inducer können die experimentellen Daten die Simulationen bestätigen. Allgemein werden kleinere Strömungswinkel aus den CFD Daten errechnet. Zwischen Gehäuse und mittlerer radialer Position ist die Abweichung zwischen Experiment und Simulation gering. An radialen Positionen kleiner der Mitte der Schaufeln erhöht sich die Differenz zwischen Simulation und Experiment. Der Verlauf der experimentell ermittelten Strömungswinkel kann allerdings durch die Simulation qualitativ abgebildet werden.

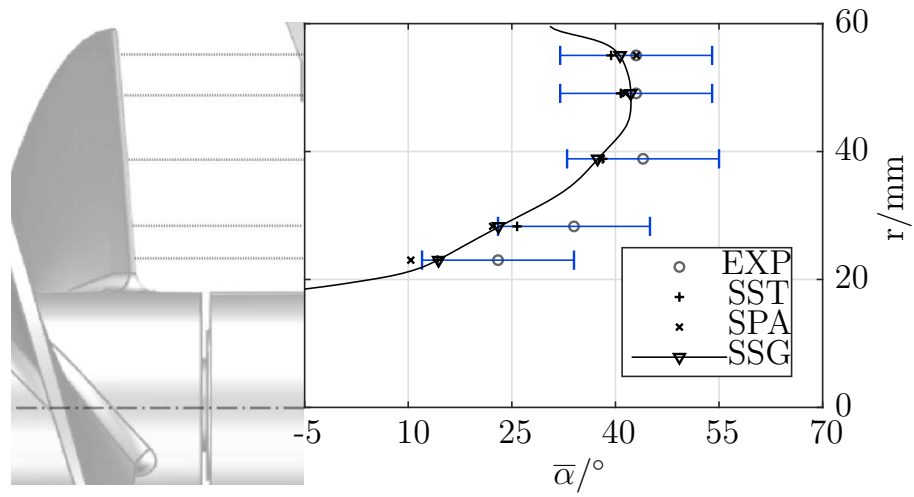


Abbildung 4.38: Strömungswinkel  $\bar{\alpha}(r)$  , EXP-SIM |  $\varphi_{dp}$  , I1

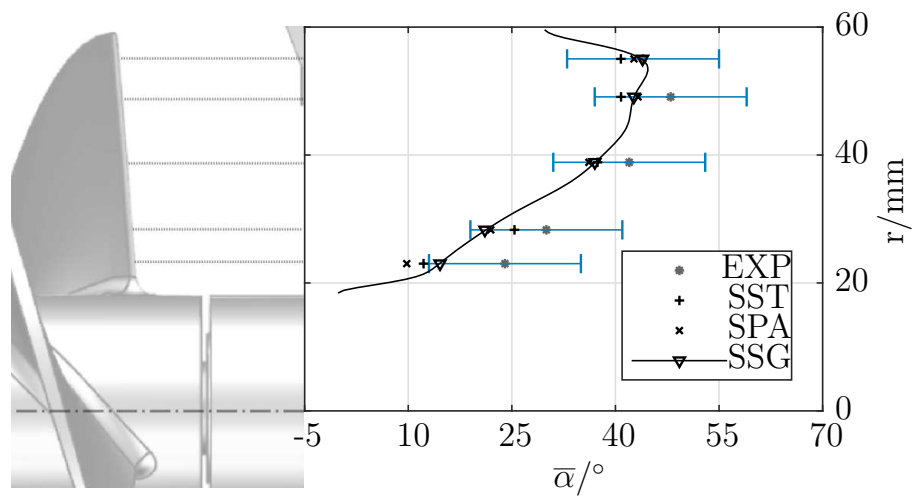
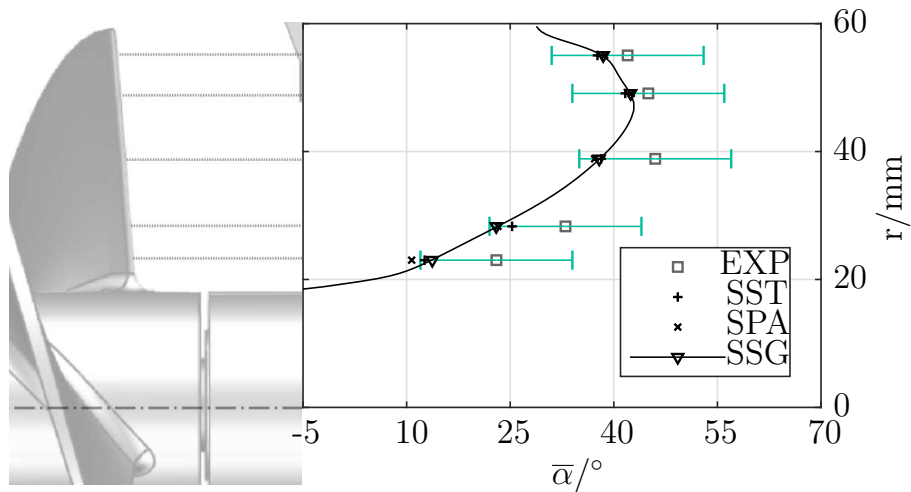
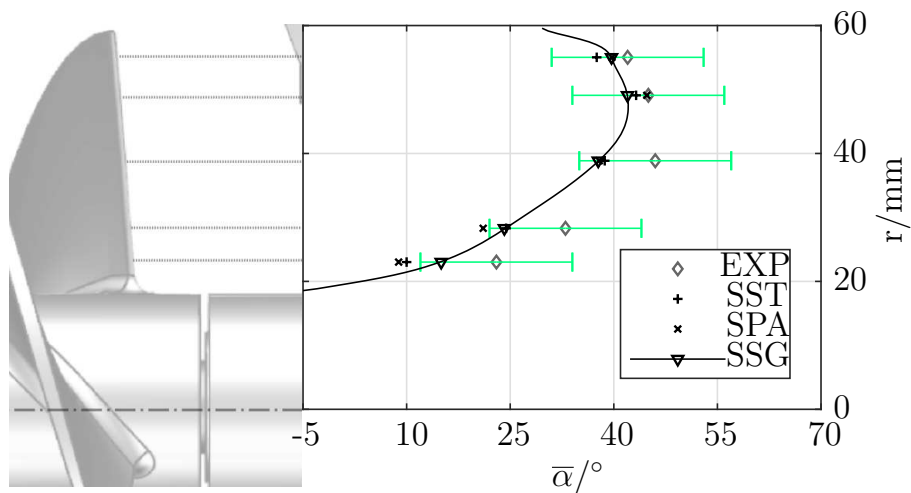


Abbildung 4.39: Strömungswinkel  $\bar{\alpha}(r)$  , EXP-SIM |  $\varphi_{dp}$  , I1s

Abbildung 4.40: Strömungswinkel  $\bar{\alpha}(r)$  , EXP-SIM |  $\varphi_{dp}$  , I2Abbildung 4.41: Strömungswinkel  $\bar{\alpha}(r)$  , EXP-SIM |  $\varphi_{dp}$  , I2s

## Totaldruck

Die Abbildungen 4.42, 4.43, 4.44 und 4.45 zeigen den Totaldruck abhängig von der radialen Position. Die Modellierung hat keinen Einfluss auf den Totaldruck am Auslass des Inducers.

Generell ist das Niveau des Totaldrucks bei den Simulationsdaten größer als der experimentell ermittelte Totaldruck. Die Abweichung zwischen Simulation und Experiment nimmt ausgehend von der Gehäuseposition mit abnehmendem Radius zu. Trotz der unterschiedlichen Druckniveaus kann der Verlauf der Simulation durch die experimentellen Untersuchungen bestätigt werden.

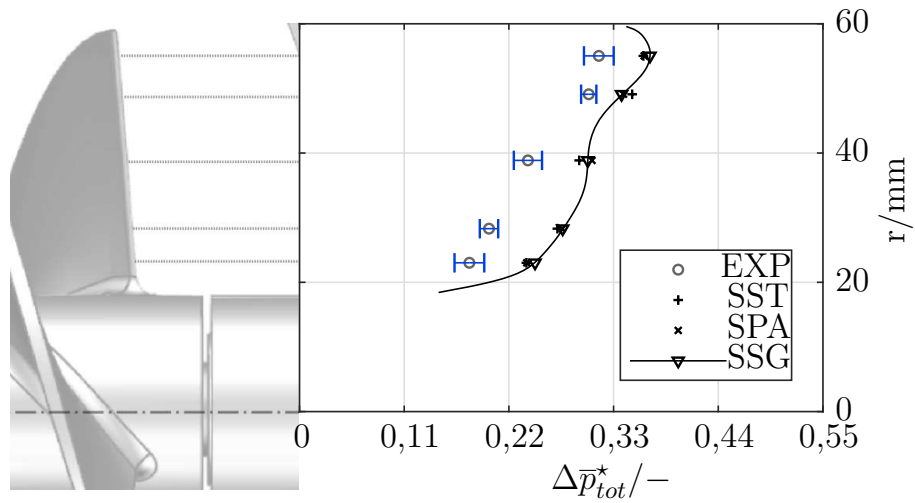


Abbildung 4.42: Totaldruck  $\Delta\bar{p}_{tot}^*(r)$ , EXP-SIM |  $\varphi_{dp}$ , I1

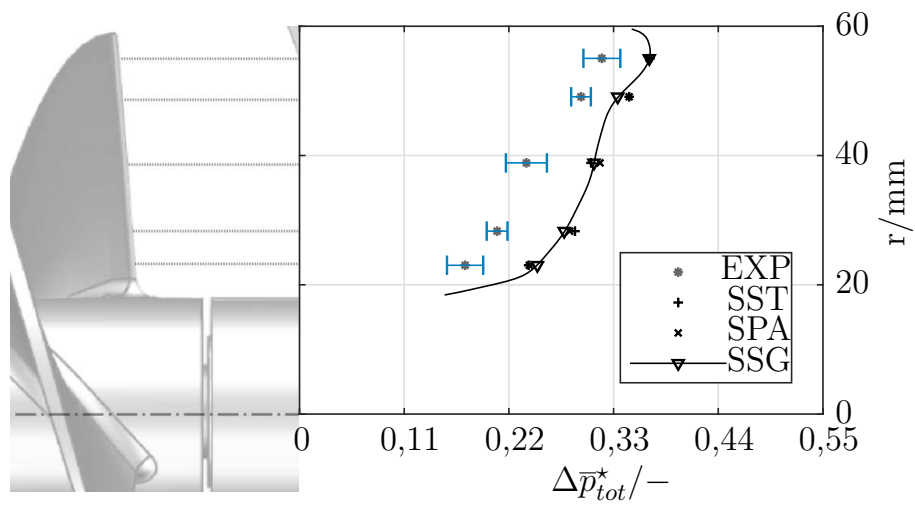
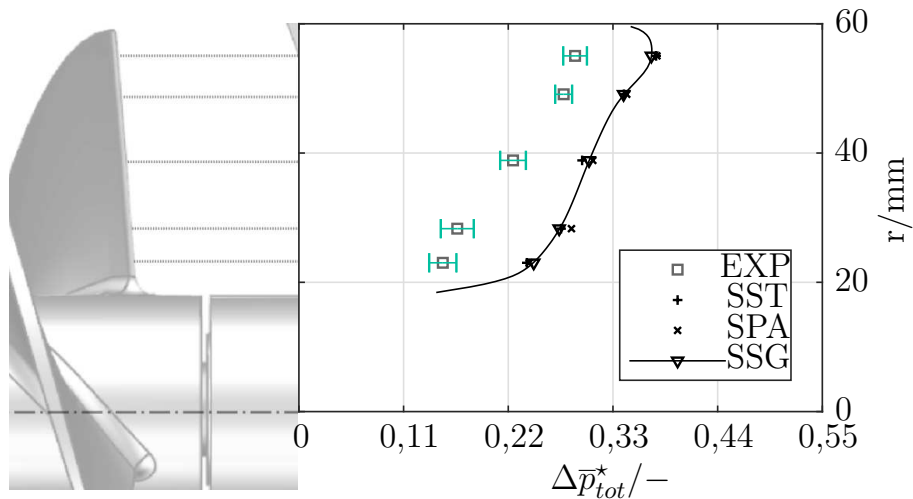
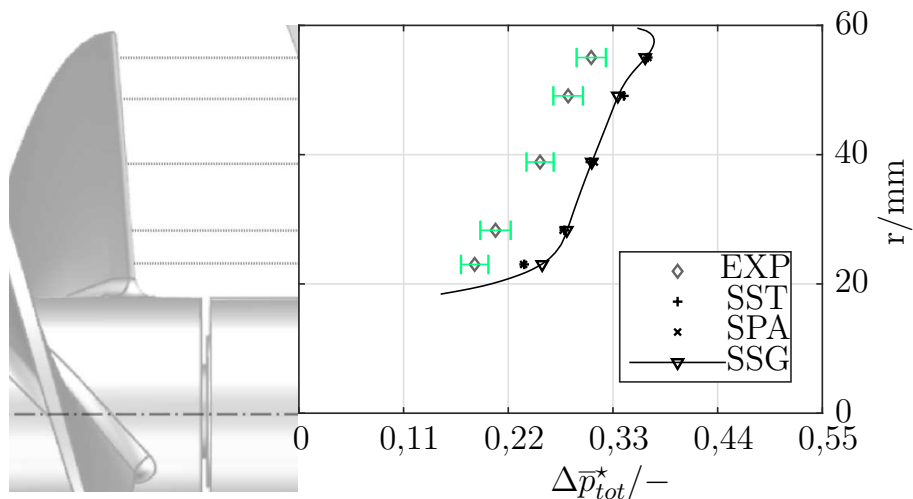


Abbildung 4.43: Totaldruck  $\Delta\bar{p}_{tot}^*(r)$ , EXP-SIM |  $\varphi_{dp}$ , I1s

Abbildung 4.44: Totaldruck  $\Delta\bar{p}_{tot}^*(r)$ , EXP-SIM |  $\varphi_{dp}$ , I2Abbildung 4.45: Totaldruck  $\Delta\bar{p}_{tot}^*(r)$ , EXP-SIM |  $\varphi_{dp}$ , I2s

## Druckzahl

Die Druckzahl zur Beurteilung der Druckerhöhung durch den Inducer zeigt Abbildung 4.46. Generell ist kein Unterschied zwischen den einzelnen Modellen erkennbar. Numerische Daten überschätzen die Druckerhöhung des Inducers bei allen Inducern. Für die Inducer I1 und I1s liegen die numerisch ermittelten Daten außerhalb des Fehlerbereichs der experimentell ermittelten Daten. Bei den Inducern I2 und I2s befinden sich die numerischen Druckzahlen innerhalb des Fehlerbandes der experimentellen Werte.



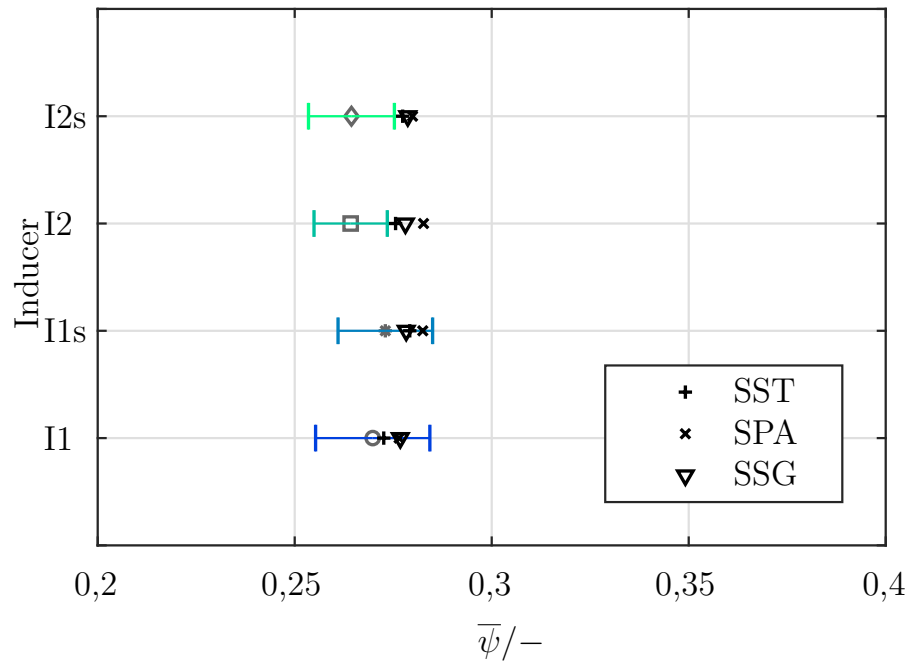


Abbildung 4.46:  $\bar{\psi}$ , EXP-SIM |  $\varphi_{dp}$

### 4.2.3 Teillast

Abbildungen 4.47, 4.49 und 4.48 zeigen den Strömungswinkel, den Totaldruck und die Druckzahl äquivalent zu den vorherigen Darstellungen in Teillast. Untersucht ist der Einfluss bei Teillast für Inducer I2. Unterschiede gegenüber den Ergebnissen bei der Lieferzahl im Auslegungspunkt sind die größeren Abweichungen zwischen Simulation und Experiment. Aber auch bei Teillast ist der Einfluss der Effekte durch die Modellierung marginal.

Der signifikanteste Unterschied zeigt sich im Bereich der Nabe bei der Betrachtung des Strömungswinkels. Hier ist der experimentell ermittelte Wert kleiner als der durch Simulationen bestimmte. Auch eine größere Abweichung bei der Druckzahl, die außerhalb des Fehlerbereichs der Experimente liegt, ist deutlich zu erkennen. Allerdings können auch in Teillast die Verläufe der experimentellen Ergebnisse durch die Simulationen angenähert werden.

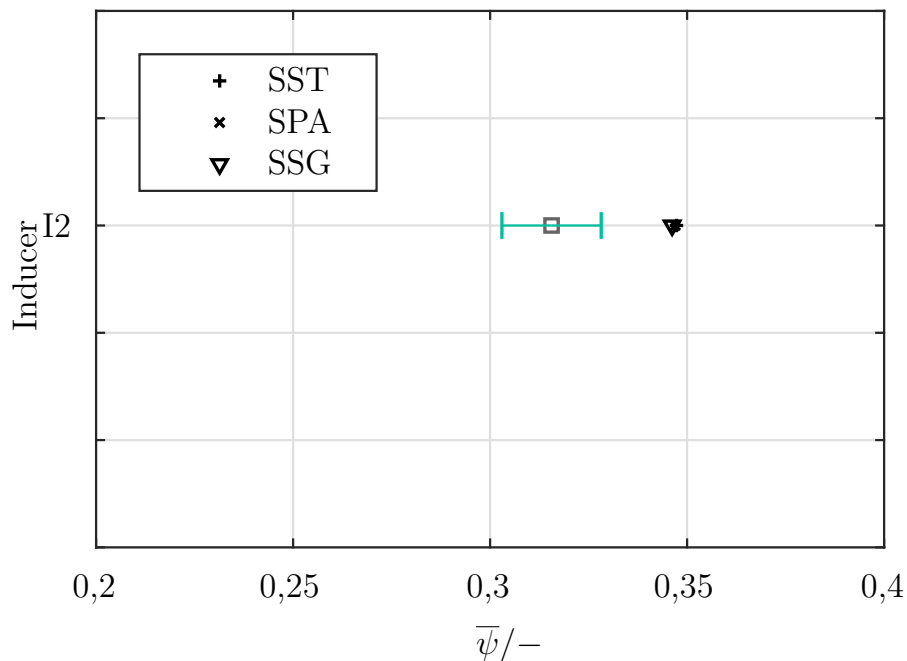


Abbildung 4.47:  $\bar{\psi}$ , EXP-SIM |  $\varphi_{85}$

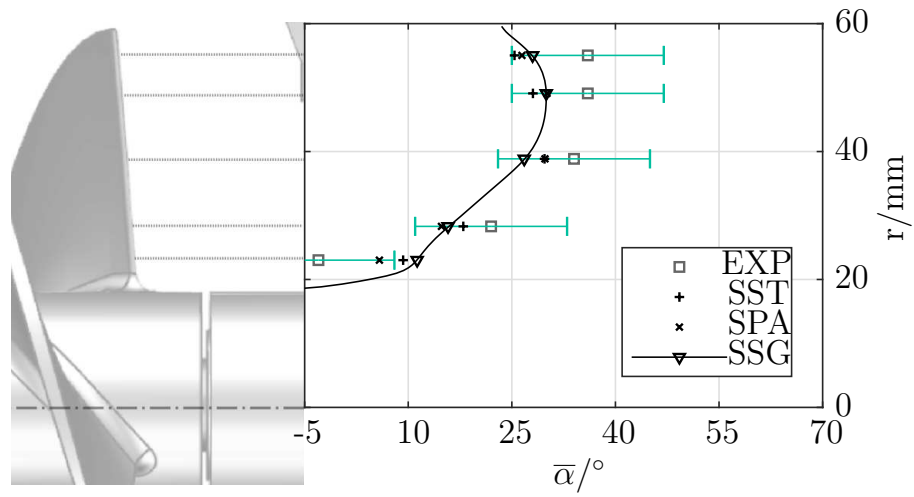


Abbildung 4.48: Strömungswinkel  $\bar{\alpha}(r)$ , EXP-SIM |  $\varphi_{85}$ , I2

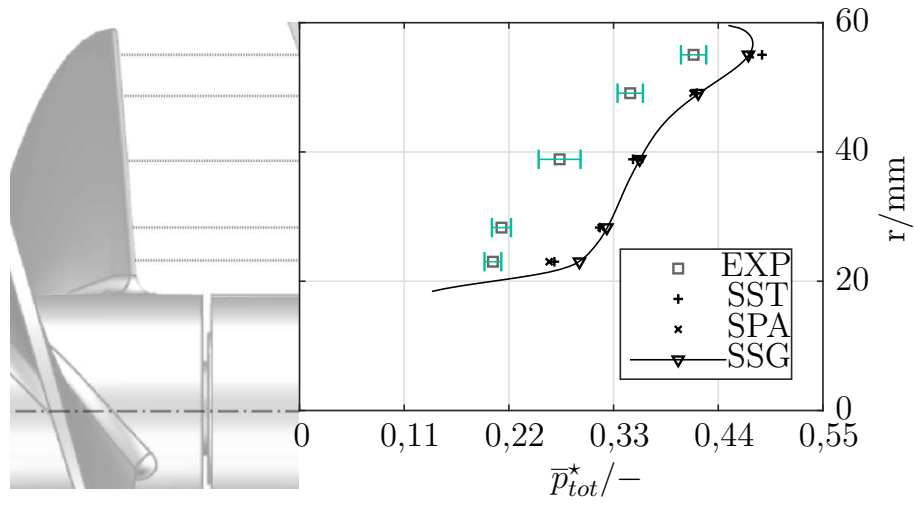


Abbildung 4.49: Totaldruck  $\bar{p}_{tot}^*(r)$ , EXP-SIM |  $\varphi_{85}$ , I2

## 4.2.4 Anstrichbilder

Die experimentell mit Ölfarbe erstellten Bilder zeigen deutliche Muster und Punkte an denen Anhäufungen von Farbe zu erkennen sind. Sie kennzeichnen Verläufe und Bereiche bzw. Punkte, an denen die Geschwindigkeit gegen Null konvergiert und an denen sich die Strömung von der Wand ablöst. Es handelt sich hierbei um stationäre Punkte oder kritische Bereiche. [SL12]

Die folgende Betrachtung und Kennzeichnung der signifikanten Bereiche und Punkte basieren auf den Grundlagen, wie sie von Smits und Lim [SL12] beschrieben werden.

Die Anstrichbilder des Experiments sind über eine Zeitdauer von 9 min erstellt. Anstrichbilder sind als zeitlich gemittelt zu betrachten. Eventuell vorhandene instationäre Effekte können in ihrer Ausprägung durch das Experiment nicht eindeutig erfasst werden. Zur Validierung der numerisch ermittelten Verläufe auf der Schaufel und der Nabe ist es somit notwendig, die instationären Daten der Simulationsergebnisse ebenfalls zeitlich zu mitteln. Hierzu werden die Geschwindigkeitsvektoren jedes Zeitschrittes arithmetisch gemittelt. Grundlage der numerischen Untersuchung sind Simulationen mit der Modellierung durch das SSG-Modell. Dargestellt werden die Verläufe mit konstantem Wert, ohne eine zusätzliche Betrachtung der Geschwindigkeitskomponente an der jeweiligen Linie. Somit werden, vergleichbar mit dem Experiment, nur die Orientierung und der Verlauf dargestellt.

Um den Einfluss instationärer Effekte auf die Mittelung der Geschwindigkeitsvektoren und auf die resultierenden Linien bewerten zu können, sind vorher Vergleiche zwischen den gemittelten und den nicht gemittelten Linien der Simulation durchgeführt. Weichen die arithmetisch gemittelten Linien nur marginal von den Linien im letzten Zeitschritt ab hat die zeitliche Mittelung nur einen geringen Einfluss auf die Linien. Es kann von einem geringen Einfluss instationärer Strömungseffekte ausgegangen werden.

Untersucht wird der instationäre Einfluss für alle Inducer bei einer Lieferzahl von  $\varphi_{85}$ .

Die anschließende Betrachtung und Validierung der Linien erfolgt für alle Inducer bei einer Lieferzahl von  $\varphi_{85}$  und  $\varphi_{dp}$ . In Überlast bei  $\varphi_{120}$  sind die Linien im Anhang abgebildet. Hier sind keine prägnanten Punkte und Bereiche auffällig.

### **Einfluss instationärer Effekte**

Gekennzeichnet sind in den folgenden Abbildungen die dominanten Strömungstopologien der zeitlich gemittelten, nicht gemittelten und experimentellen Linien. Beispielhaft ist jeweils der prägnanteste Bereich am Auslass, in der Mitte und am Einlass des Inducers gekennzeichnet. Eine vollständige und ausführliche Interpretation der Bilder ist in der Beschreibung geliefert.

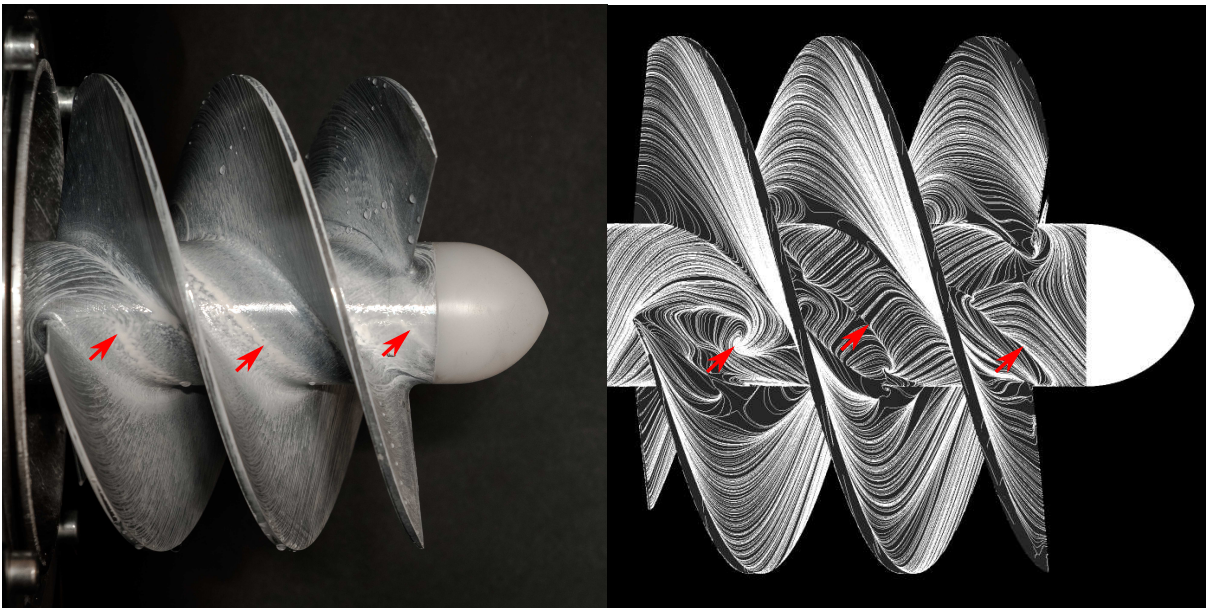
Für Inducer I1 und I1s aus Abbildung 4.50 und 4.51 ist Folgendes ersichtlich: Der Unterschied der Linien aus gemittelten und nicht gemittelten Geschwindigkeitsvektoren ist marginal vom Einlass bis zur Mitte des Inducers. Sowohl die gekennzeichneten prägnanten Punkte, als auch die restlichen Linien und Bereiche sind nahezu identisch. Am Auslass sind minimale Unterschiede zwischen den gemittelten und nicht gemittelten Linien zu erkennen. Der gekennzeichnete stationäre und kritische Punkt ist bei den gemittelten Linien ausgeprägter. Auch sind kleine Unterschiede in den Verläufen der Linien ersichtlich.

Die dominanten Bereiche der Simulationen am Einlass, in der Mitte und am Auslass des Inducers sind ebenso in den experimentell ermittelten Anstrichbildern zu erkennen. Ein Einfluss instationärer Effekte auf die Linien ist bei den Inducern I1 und I1s nicht ersichtlich.

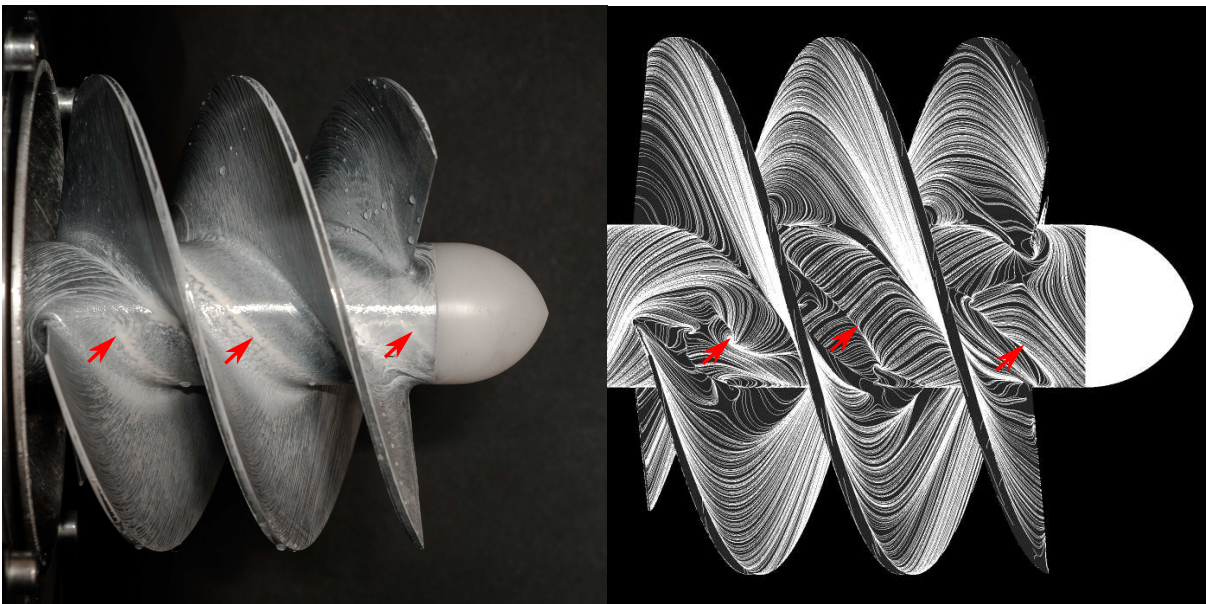
Die Abbildungen 4.52 und 4.53 zeigen die Linien für die Inducer I2 und I2s. Für Inducer I2 und I2s ist ersichtlich:

Beim Vergleich zwischen den zeitlich gemittelten Geschwindigkeitsvektoren und den nicht gemittelten ist am Einlass kein Unterschied erkennbar. In der Mitte und im Bereich am Auslass des Inducers zeigen sich dagegen Abweichungen. Am Auslass ist bei den zeitlich gemittelten Daten eine dominierende Richtungskomponente der Strömung in Umfangsrichtung erkennbar. Im nicht gemittelten Fall ist die Dominanz der Umfangsrichtung nicht so ausgeprägt. Die signifikanten Punkte und Bereiche sind allerdings in beiden Fällen nahezu identisch.

Im Hinblick auf den Einfluss instationärer Effekte auf die Linien kann anhand der betrachteten Bilder auf einen schwachen Einfluss instationärer Effekte für Inducer I1 und I1s geschlossen werden. Für Inducer I2s und I2, mit gefeilter Vorderkante, ist ein mäßiger Einfluss instationärer Effekte am Auslass zu erkennen. Für alle Inducer können die dominanten Effekte in der Strömungstopologie allerdings durch Experimente nachgewiesen werden, unabhängig von der Ausprägung des Einflusses instationärer Effekte. Betrachtet werden hierzu die sich ergebenden Linien auf der Oberfläche der Inducer.



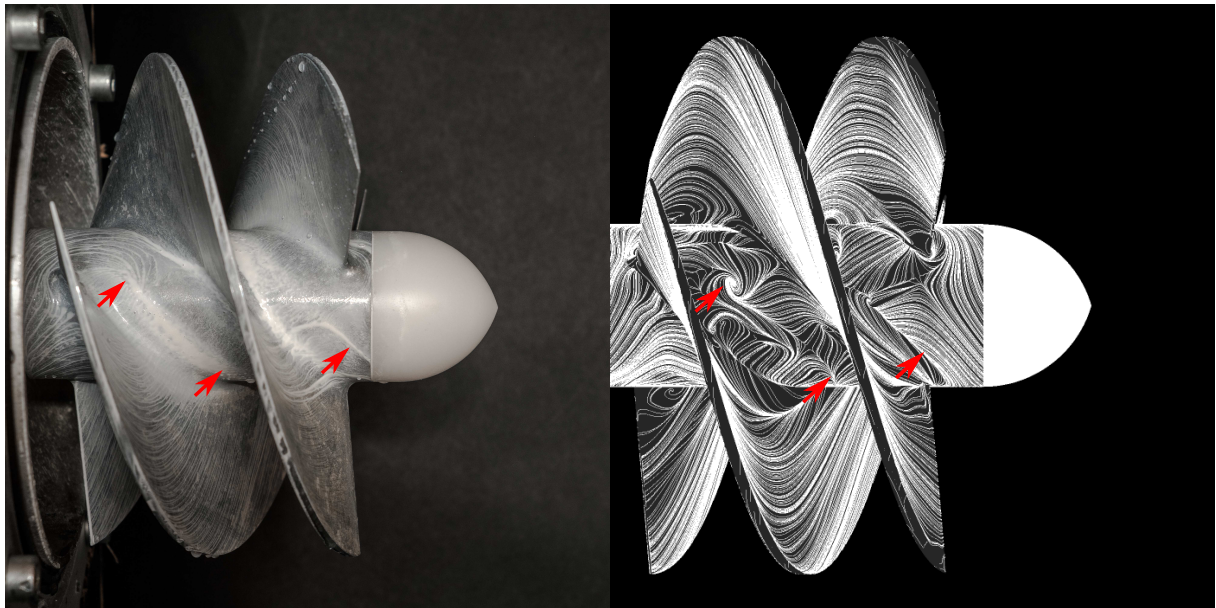
(a) Geschwindigkeitsvektoren der Simulationen nicht arithmetisch gemittelt



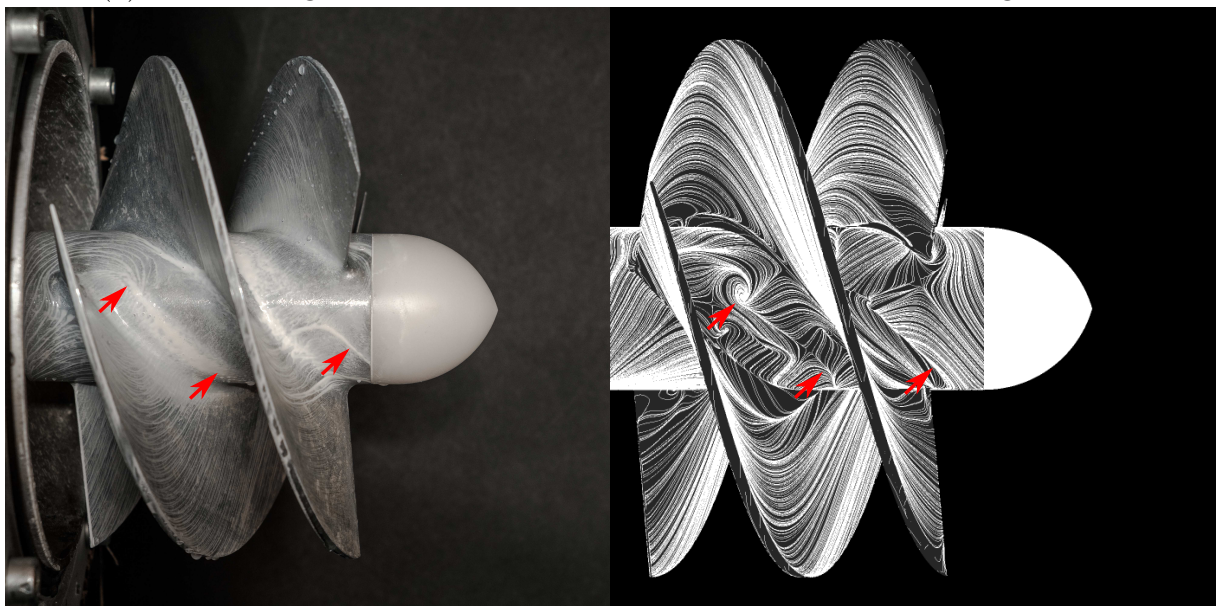
(b) Geschwindigkeitsvektoren der Simulationen arithmetisch gemittelt

Abbildung 4.50: Anstrichbilder Einfluss instationäre Effekte , EXP-SIM |  $\varphi_{85}$  , I1



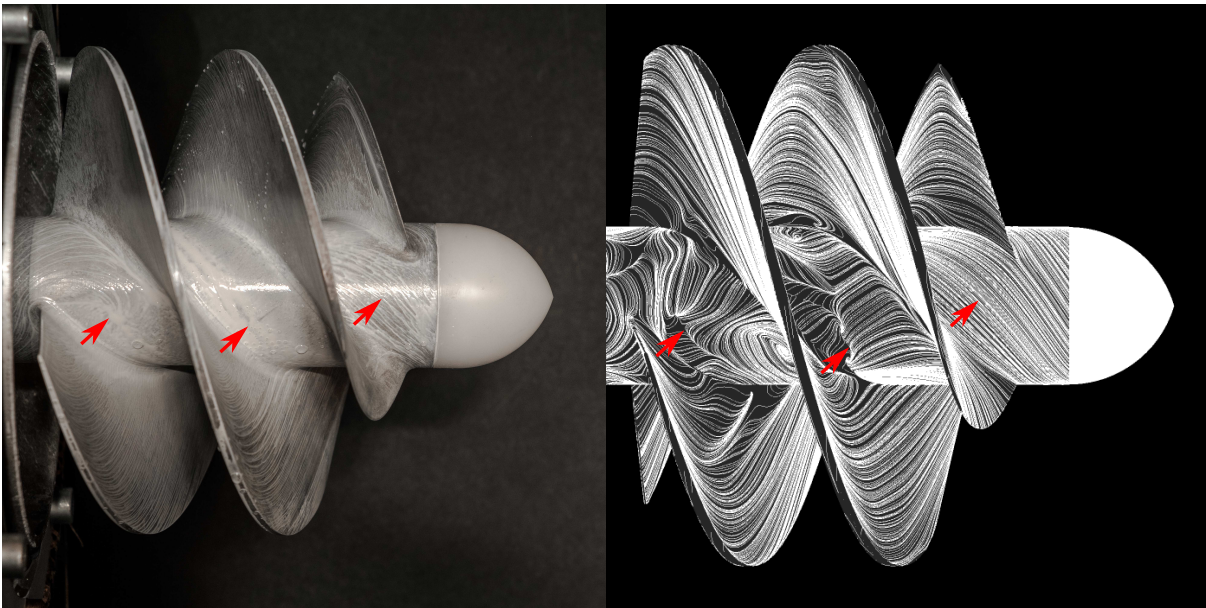


(a) Geschwindigkeitsvektoren der Simulationen nicht arithmetisch gemittelt

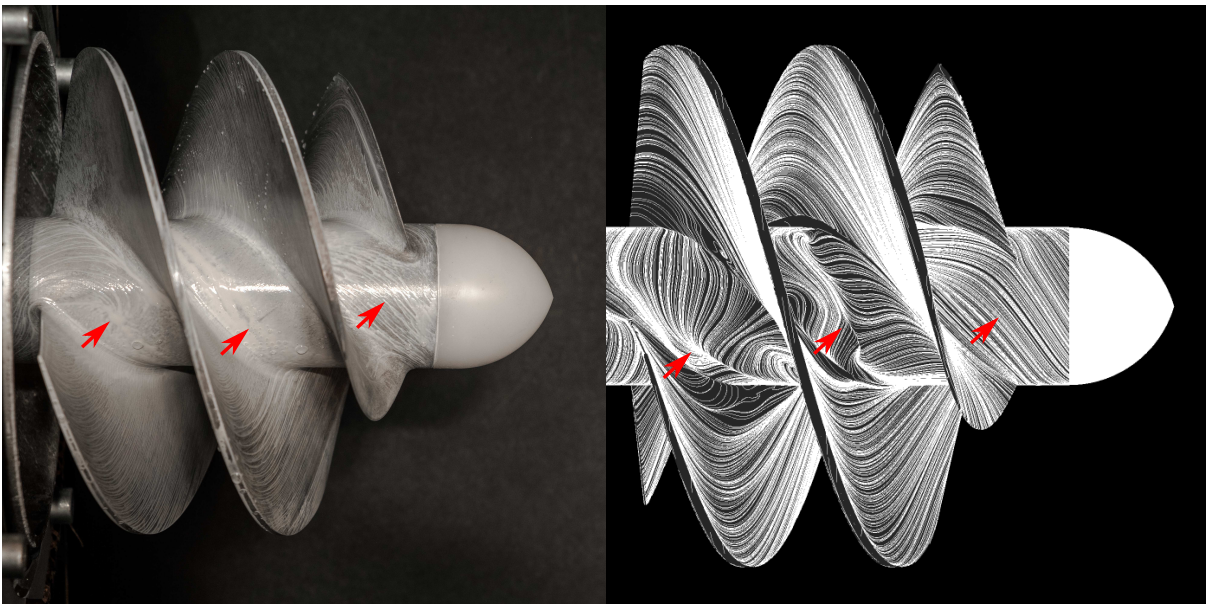


(b) Geschwindigkeitsvektoren der Simulationen arithmetisch gemittelt

Abbildung 4.51: Anstrichbilder Einfluss instationäre Effekte , EXP-SIM |  $\varphi_{85}$  , I1s



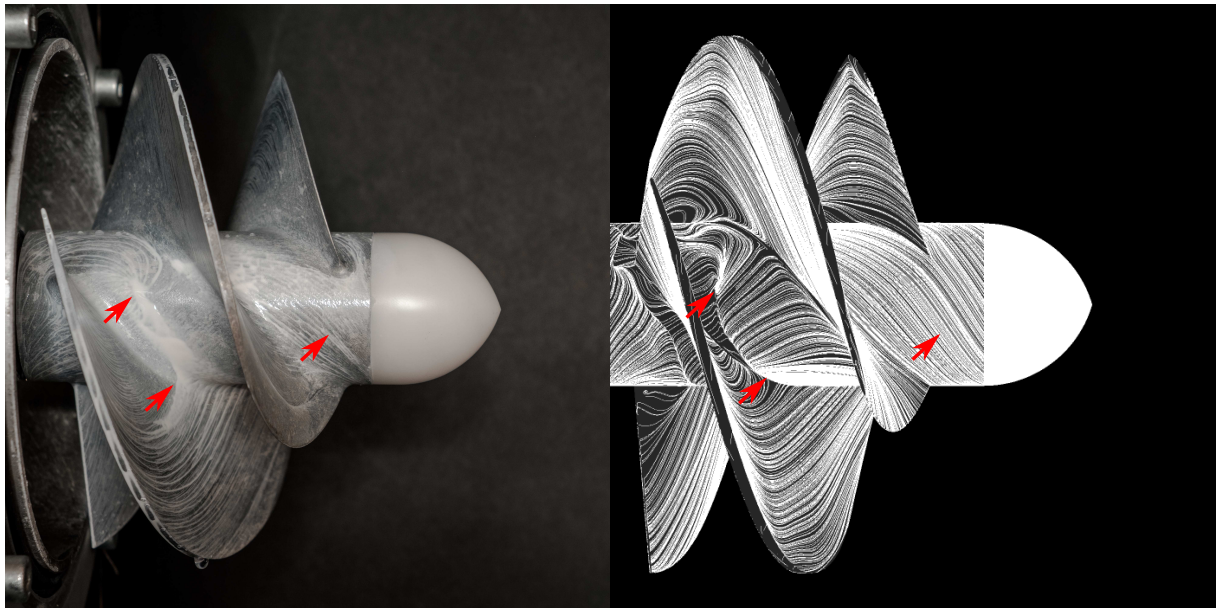
(a) Geschwindigkeitsvektoren der Simulationen nicht arithmetisch gemittelt



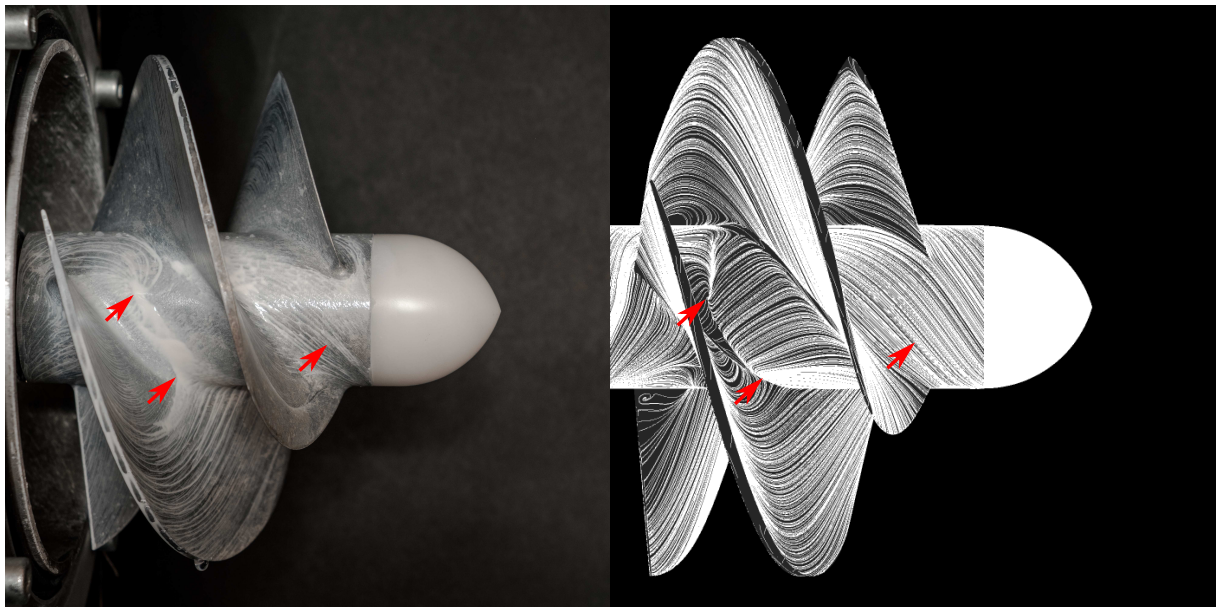
(b) Geschwindigkeitsvektoren der Simulationen arithmetisch gemittelt

Abbildung 4.52: Anstrichbilder Einfluss instationäre Effekte , EXP-SIM |  $\varphi_{85}$  , I2





(a) Geschwindigkeitsvektoren der Simulationen nicht arithmetisch gemittelt



(b) Geschwindigkeitsvektoren der Simulationen arithmetisch gemittelt

Abbildung 4.53: Anstrichbilder Einfluss instationärer Effekte , EXP-SIM |  $\varphi_{85}$  ,  
I2s

## Validierung

Die Validierung der numerisch bestimmten und zeitlich gemittelten Linien mit den experimentellen Anstrichbildern ist in den folgenden Abbildungen für alle Inducer bei  $\varphi_{85}$  und  $\varphi_{dp}$  durchgeführt. Übereinstimmungen dominanter Strömungstopologien sind in den Abbildungen markiert, Abweichungen und Tendenzen sind zusätzlich im Text diskutiert.

Für  $\varphi_{120}$  sind entsprechende Abbildungen im Anhang aufgeführt. Die im Anhang aufgeführten Linien bei  $\varphi_{120}$  zeigen keine manifestierten Störungen der Hauptströmungsrichtung. Zur Validierung der Linien erfolgt eine Unterscheidung der Vorderansicht, der Rückansicht und der Betrachtung der Nabe. Für die Vorderansicht und die Rückansicht ist keine Differenzierung bei der Beschreibung zwischen den Lieferzahlen und axialen Länge der Inducer notwendig.

Am Eintritt, der Vorderansicht, von Inducer I1 und I1s ist bei den experimentell erstellten Anstrichbildern deutlich eine von der Nabe ausgehende Strömung zu erkennen. Sie verläuft axial und radial in Richtung der Schaufelspitze. Die numerischen Daten bilden den Ausgangspunkt der Strömung an der Nabe ebenfalls ab. Im weiteren Verlauf unterscheiden sich die experimentell gewonnenen Anstrichbilder von den numerischen. Der axiale Verlauf dominiert gegenüber dem radialen bei den simulativ bestimmten Linien.

Am Schaufeleintritt kann für Inducer I2 und I2s keine eindeutige Übereinstimmung zwischen Simulation und Experiment nachgewiesen werden. Die radiale Komponente der Strömung ist in den experimentellen Untersuchungen ausgeprägter im Vergleich mit den numerischen Ergebnissen. Bei den experimentellen Untersuchungen ist eine Strömung zu erkennen, die im Bereich der Nabe beginnt. Die Ausprägung ist allerdings nicht signifikant. Numerisch kann die Strömung im Nabenbereich nicht erfasst werden. Im weiteren Verlauf konvergieren die Linien aus Experiment und Simulation an der Spitze der Schaufeln. Dieser Effekt ist erkennbar, aber nicht stark ausgeprägt.

Die Rückansicht, am Austritt, zeigt bei den Inducern I1 und I1s, I2 und I2s eine Anhäufung der Linien nahe der Hinterkante in der Höhe der Schaufelspitze. Siehe Abbildungen 4.55, 4.57, 4.59, 4.61. Hier zeigt sich eine große Übereinstimmung zwischen CFD und Experiment. Ebenso ist eine Reduktion der Linien im Bereich der Nabe vor allem bei den Simulationsdaten ersichtlich, was experimentell bestätigt wurde. Werden die an der Schaufelspitze der Hinterkante detektierten Linien stromab verfolgt, ergeben sich frühere Berührungspunkte mit der Nabe bei den experimentellen Linien der Anstrichbilder. Dies bestätigt die stärker ausgeprägte radiale Komponente der Geschwindigkeit bei den Experimenten.

Die Validierung der Linien an der Nabe, der Seitenansicht, des Inducers kann bis auf die Ausnahme von Inducer I2 bei  $\varphi_{85}$  unabhängig von Inducer und Lieferzahl beschrieben werden. Siehe Abbildungen 4.54, 4.58, 4.60. Die dominanten Punkte und Bereich der Simulation sind durch die experimentell erstellten Anstrichbilder

verifizierbar. Feine Strukturen der Linien, die sich aus den Simulationen ergeben, können experimentell nicht erfasst werden. Die Validierung erfolgt deshalb anhand der signifikanten Strukturen. Gekennzeichnet sind die dominanten Bereiche und Punkte am Einlass, in der Mitte und am Auslass des Inducers. Sie sind mit großer Übereinstimmung in Experiment und Simulation ersichtlich.

Für Inducer I2 bei  $\varphi_{85}$  kann der dominierende Punkt am Auslass experimentell nicht erfasst werden. Siehe Abbildung 4.60 Dies ist ein Resultat des vermuteten Einflusses des instationären Verhaltens der Strömung. Der gekennzeichnete stationäre Punkt der Anstrichbilder ist allerdings auch in der Abbildung 4.52 bei den nicht gemittelten Geschwindigkeitsvektoren der Simulation ersichtlich.

Die experimentelle Anstrichbilder bestätigen die numerischen Linien teilweise.



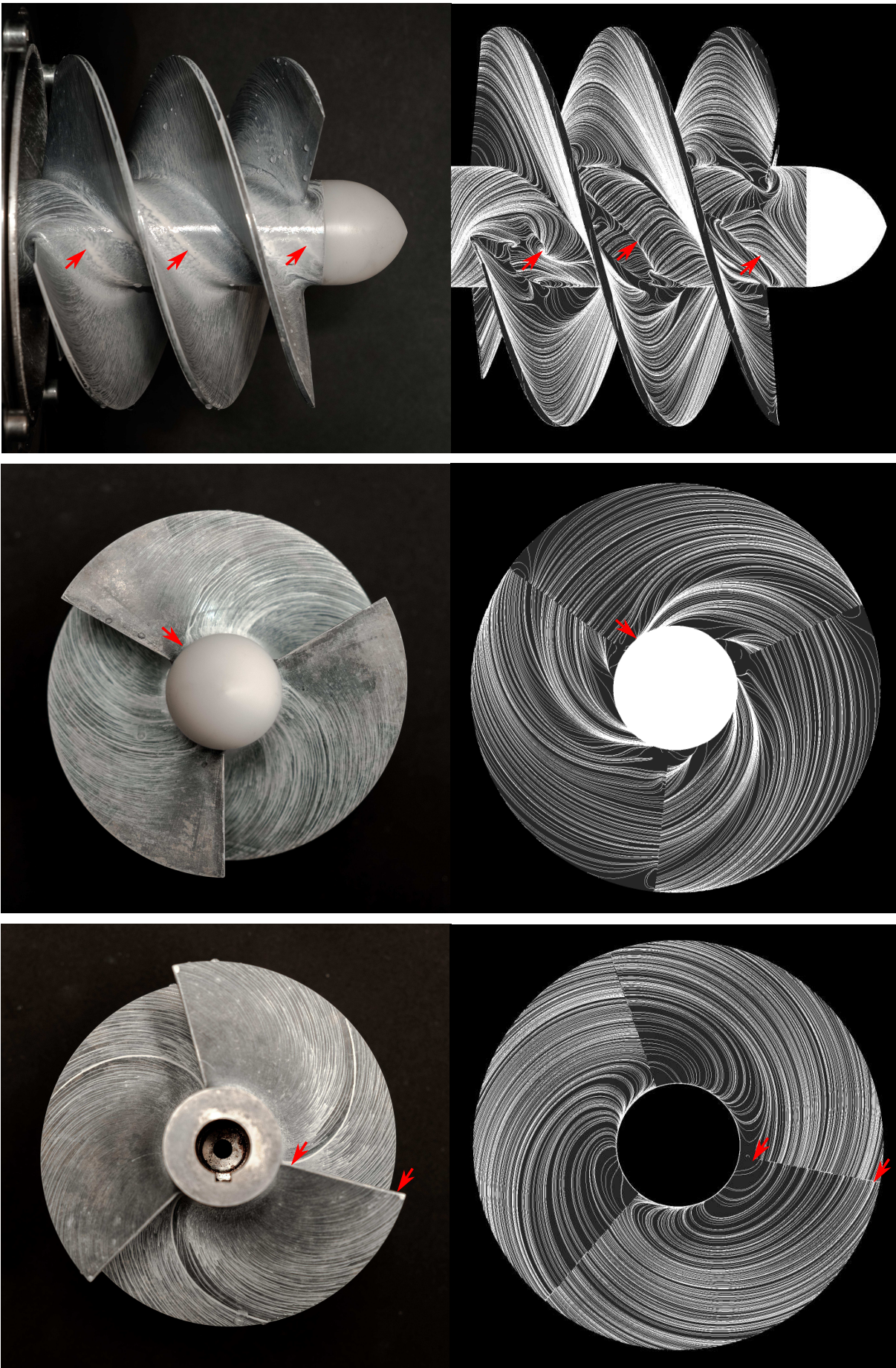


Abbildung 4.54: Anstrichbilder , EXP-SIM |  $\varphi_{85}$  , I1



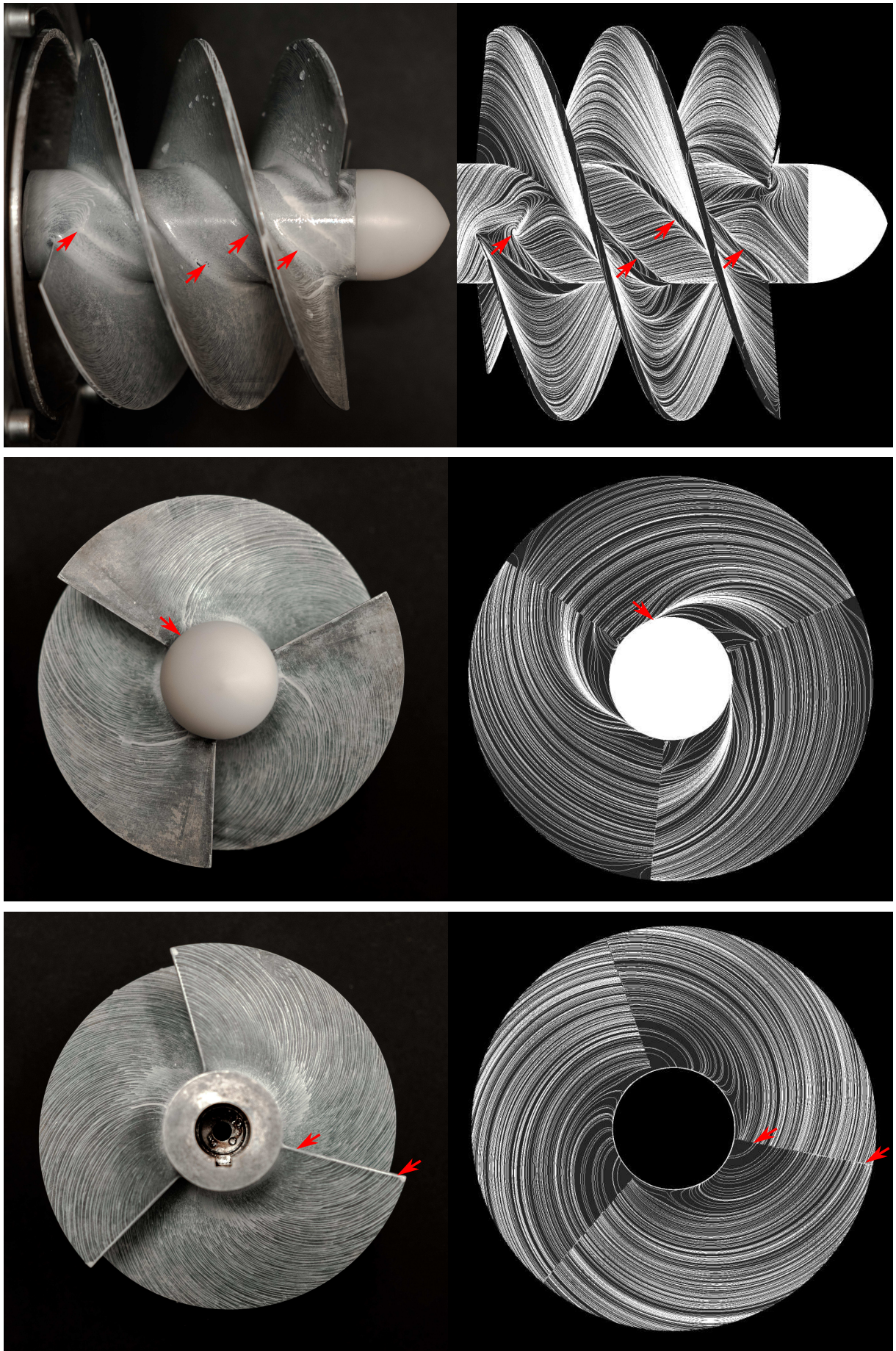


Abbildung 4.55: Anstrichbilder , EXP-SIM |  $\varphi_{dp}$  , I1



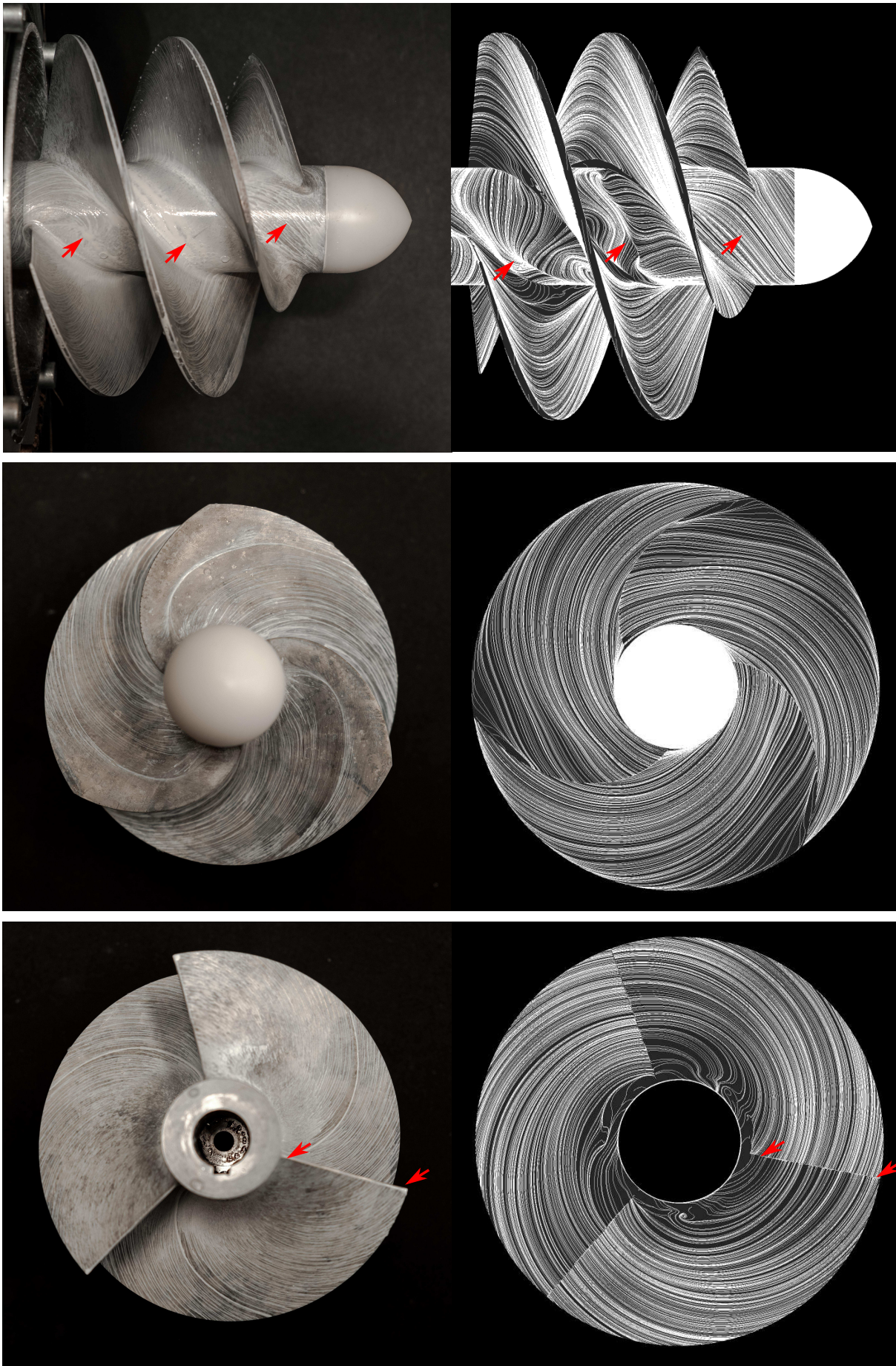


Abbildung 4.56: Anstrichbilder , EXP-SIM |  $\varphi_{85}$  , I2



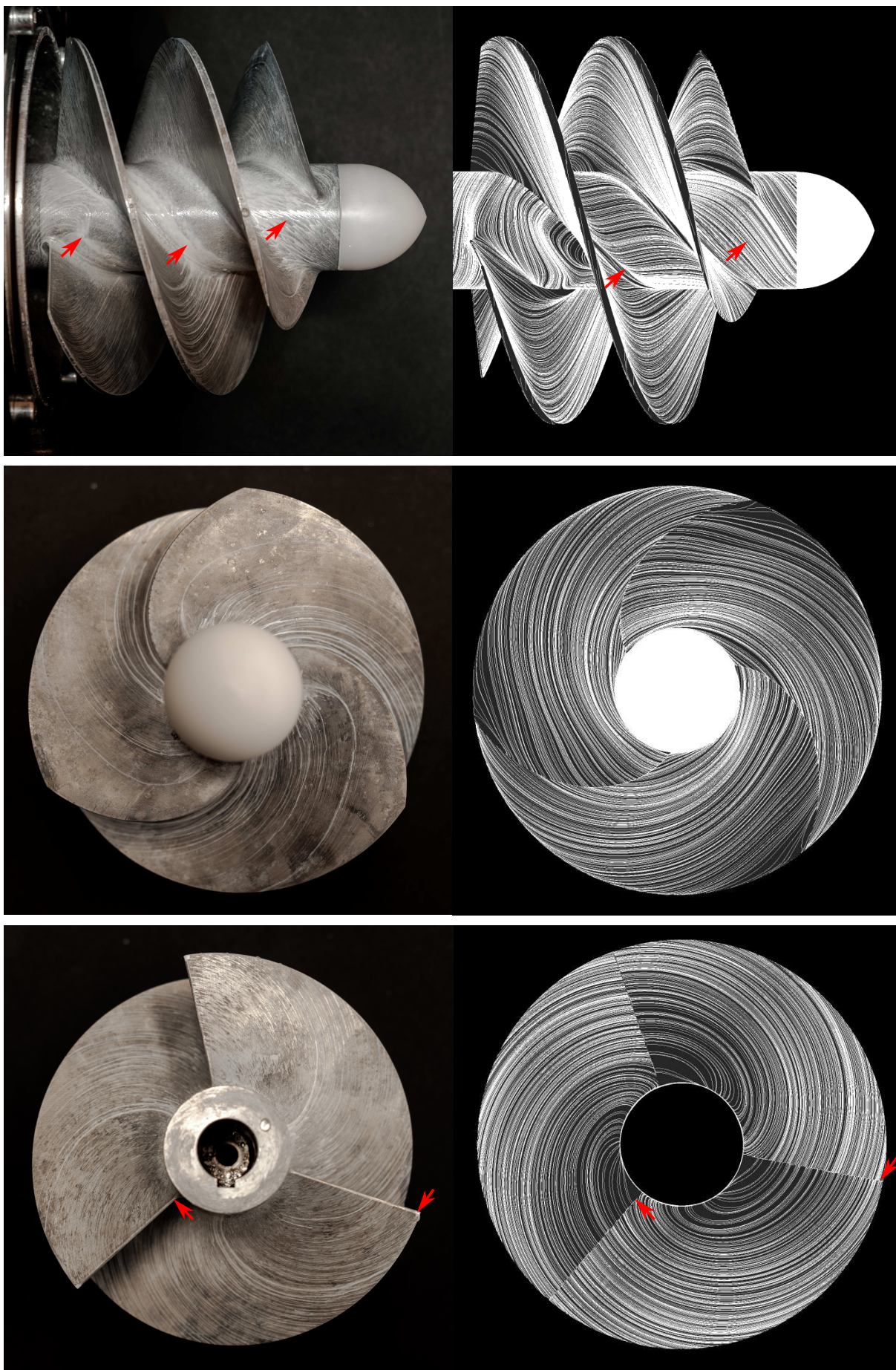


Abbildung 4.57: Anstrichbilder , EXP-SIM |  $\varphi_{dp}$  , I2



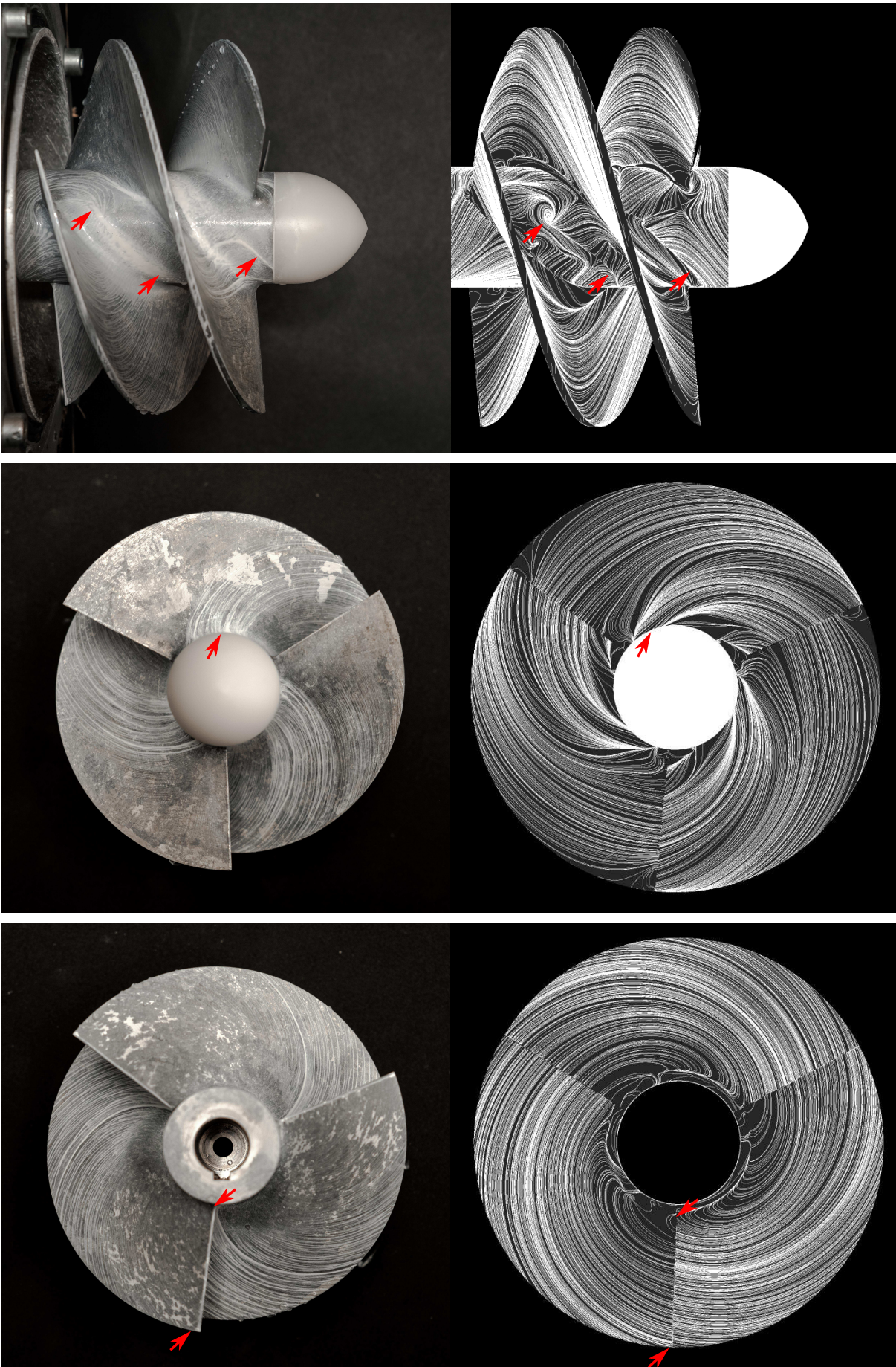


Abbildung 4.58: Anstrichbilder , EXP-SIM |  $\varphi_{85}$  , I1s



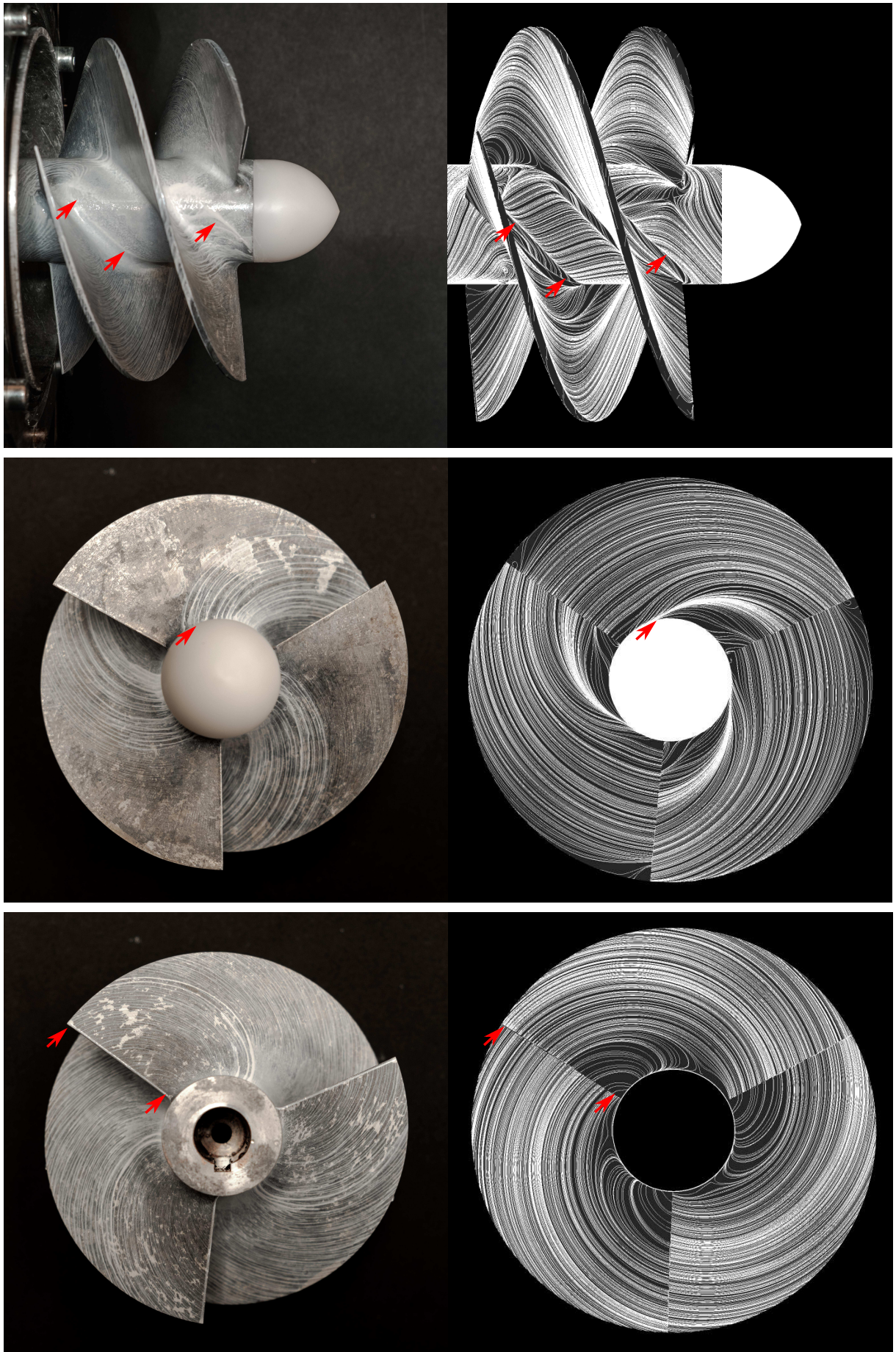


Abbildung 4.59: Anstrichbilder , EXP-SIM |  $\varphi_{dp}$  , 11s



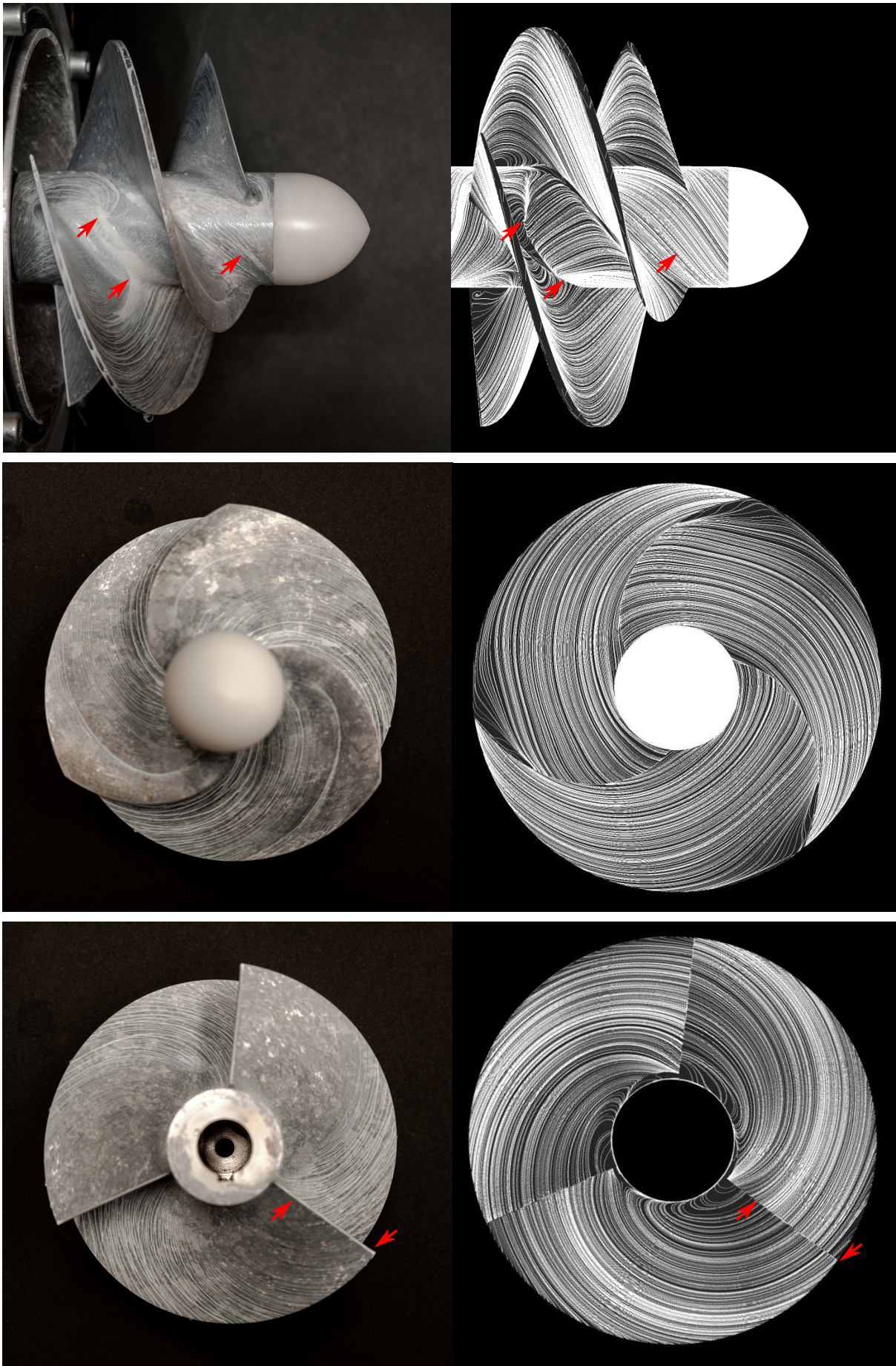


Abbildung 4.60: Anstrichbilder , EXP-SIM |  $\varphi_{85}$  , I2s



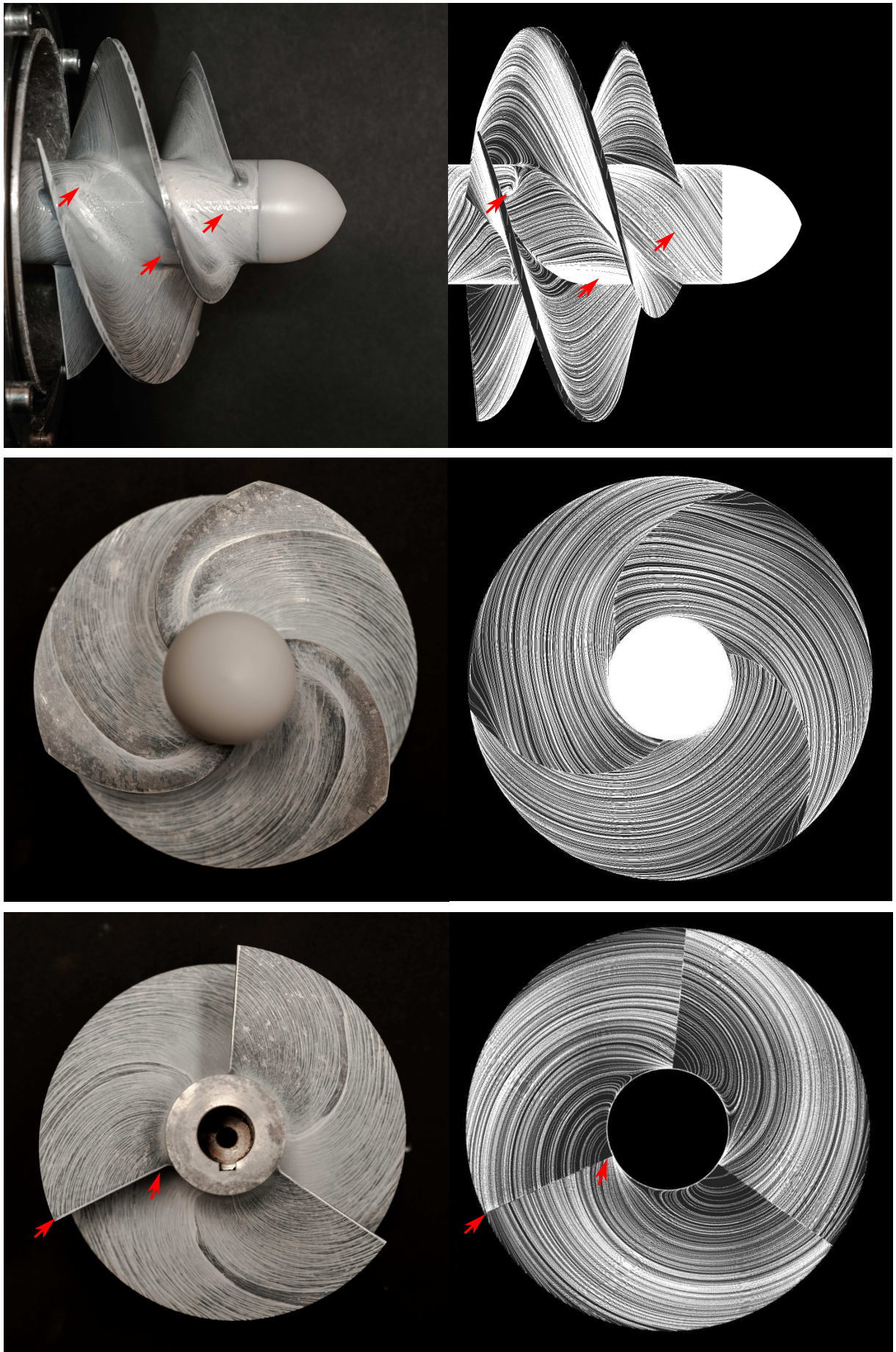


Abbildung 4.61: Anstrichbilder , EXP-SIM |  $\varphi_{dp}$  , I2s

### 4.2.5 Zusammenfassung

Die Validierung der bereits numerisch verifizierten Untersuchungen erfolgt unter zusätzlicher Beachtung des Einflusses der Modellierung des Reynolds-Spannungstensors der RANS Gleichungen für alle Inducer bei  $\varphi_{dp}$  und beispielhaft für Inducer I2 bei  $\varphi_{85}$ . Für den hier vorliegenden Fall kann kein signifikanter Einfluss der Modellierungsansätze auf die physikalischen Daten der Strömung erkannt werden. Die hydraulischen Eigenschaften, die nicht stark durch Sekundärströmungseffekte beeinflusst werden, etwa die allgemeine Performance, können auch durch die nicht so aufwendigen Wirbelviskositätsmodelle numerisch erfasst werden.

Für alle Modelle gilt:

Der instationäre statische Druck entlang der axialen Position kann sowohl in der Pulsationsintensität als auch im Druckverlauf am Punkt größter Pulsationsenergie durch experimentelle Daten bestätigt werden. Am Punkt mit maximaler Pulsationsenergie kommt es zu den größten Abweichungen zwischen CFD und Experiment. Der numerisch ermittelte Verlauf des Totaldrucks und der Winkel, vom Gehäuse zur Nabe, wird durch experimentelle Untersuchungen wiedergegeben. Abweichungen ergeben sich im Niveau. Die experimentell ermittelten Daten ergeben einen kleineren Totaldruck und größere Winkel. Die Abweichungen zwischen Simulation und Experiment werden größer bei Radien kleiner dem mittleren Radius und maximal in der Nähe der Nabe. Der Einfluss der im Strömungskanal befindlichen Sondengeometrie ist hier zusätzlich am stärksten ausgeprägt. Die Druckzahl als Größe zur Beurteilung der Druckerhöhung der numerischen Daten entspricht annäherungsweise den experimentell ermittelten Daten.

Bei  $\varphi_{85}$  ist die Ausprägung der Abweichung zwischen Experiment und Simulation manifestierter als bei  $\varphi_{dp}$ . Die Verläufe und Tendenzen der Simulation können allerdings auch bei Teillast validiert werden.

Aufgrund der interessierenden Sekundärströmungseffekte werden zur Validierung der Linien an der Nabe- und Blattstruktur nur die numerischen Ergebnisse mit einer Modellierung durch das SSG-Modell betrachtet. Der Effekt des Ansatzes der Modellierung auf Sekundärströmungseffekte ist basierend auf z.B. Anderson [ATP16] zu Beginn des Kapitels aufgeführt.

Die numerisch erzeugten und zeitlich gemittelten Linien können für alle Inducer und für alle Lieferzahlen durch die experimentellen Anstrichbilder bestätigt werden. Hier zeigt sich auch ein nicht ausgeprägter Einfluss von instationären Strömungseffekten bei der Strömung durch den Inducer für die untersuchten Lieferzahlen.

Die approximierten Strömungszustände der numerischen Untersuchungen sind durch die experimentellen Untersuchungen validiert. Eine stringente Nutzung der numerischen Daten ist zur detaillierten Beantwortung der Arbeitshypothesen möglich. Alle folgenden Untersuchungen erfolgen mit numerischen Daten basierend auf der Modellierung durch das SSG-Modell.

## 5 Strömung im Bereich der Nabe

Die Arbeitshypothese der abgelösten Strömung im Bereich der Nabe und der daraus resultierenden Verlustentstehung wird wie folgt untersucht.

Literaturdaten aus der Vergangenheit sind mit den numerisch verifizierten und validierten Ergebnissen verglichen. Der Schwerpunkt liegt auf der Bestätigung der beschriebenen und dargestellten allgemeinen Strömungszuständen in Inducern durch historische Daten. Durch den Nachweis, dass die allgemeinen Strömungstopologien auch in dem hier vorliegenden Fall entstehen können, ist eine Fokussierung auf die Strömung im Nabenbereich allein und ihren Einfluss möglich.

Zur Analyse der abgelösten Strömung im Bereich der Nabe wird diese systematisch in Einzelteile gegliedert, die für die Inducer I1 und I2 detailliert beschrieben und dargestellt werden. Auf den Einfluss des Betriebspunktes und der Schaufelvorderkante wird in einem Vergleich ausführlich eingegangen.

Datengrundlage für die Darstellung und Analyse der Strömungszustände sind die mittels CFD gewonnenen Ergebnisse. Aufgrund der marginalen Einflüsse instationärer Strömungseffekte werden die physikalischen Daten des Drucks und der Geschwindigkeiten eines jeden Zeitschrittes der instationären Simulation über eine Umdrehung arithmetisch gemittelt. Die gemittelten Werte werden zur Analyse und Darstellung der Strömung und für die Beantwortung der Arbeitshypothesen verwendet. Alle Untersuchungen erfolgen bei der Lieferzahl im Auslegungspunkt und in Teil- sowie Überlast.

Die Abbildung 5.1 zeigt die Definition der Koordinatenrichtungen einschließlich des verwendeten Farbschemas, das im Folgenden verwendet wird. Für die positive und negative Umfangsrichtung ergeben sich die in Klammern aufgeführten Vorzeichen der Absolutgeschwindigkeit  $c$  und der Relativgeschwindigkeit  $w$ . In allen folgenden Abbildungen ist die dargestellte Geschwindigkeitskomponente genannt, um die Geschwindigkeitsrichtung in einen direkten Bezug zur Umfangsrichtung setzen zu können.

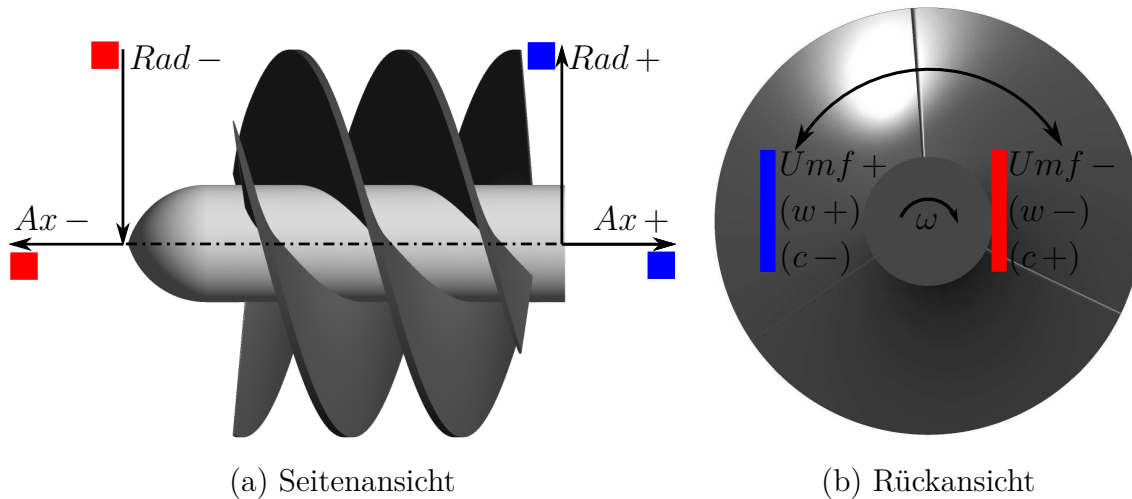


Abbildung 5.1: Definition der Axen und Richtungen

## 5.1 Vergleich mit historischen Untersuchungen

Literatur nach 1972 bezieht sich zu einem großen Teil direkt oder indirekt auf die Arbeit von Lakshminarayana [Lak72]. Aus diesem Grund erfolgt ein Vergleich der aktuellen Untersuchungen mit historischen Publikationen nur anhand der Quelle von Lakshminarayana. Herausragende und komplexe experimentelle Grundlagen zu Strömungszuständen und Sekundärströmung bei Inducern sind hier erarbeitet, visualisiert und veröffentlicht. Die Experimente sind durchgeführt mit einem Inducer mit gerader Vorderkante und Luft als Arbeitsmedium. Mittels Rauch, Ammoniakstreifen und Schwarzlicht sowie an der Induceroberfläche befestigten Fäden werden Strömungseffekte sichtbar gemacht.

Es ist überprüft, inwieweit die Ergebnisse von Lakshminarayana mit dem hier vorliegenden Fall übereinstimmen. Unterschiede zwischen den untersuchten Inducern zeigt Tabelle 5.1. Durch einen Abgleich der Strömungstopologien wird zusätzlich gezeigt, inwieweit die Ergebnisse von Lakshminarayana abhängig von der Geometrie sind, wie groß der Einfluss des Arbeitsmediums ist und welche Einflüsse sich durch abweichende Strömungszustände bzw. Lieferzahlen und Drehzahlen ergeben.

Tabelle 5.1: Vergleich mit Inducer von Lakshminarayana

	I1	Lakshminarayana
$\varphi_{dp}$ / -	0,163	0,065
$n_{SS,dp}$ / -	391,126	968,14
$\Delta\theta_t$ / °	312,96	290
Nebengeometrie	$d_{1h} = d_{2h}$	$d_{1h} < d_{2h}$
Schaufelzahl	3	4
$d_t$ / mm	119	927,1
Spalt / mm	0,5	1,5875
$d_{1h}/d_{1t}$	0,3025	0,25
$d_{2h}/d_{2t}$	0,3025	0,5
Arbeitsmedium	Wasser	Luft
Re	$1,2 \cdot 10^6$	$5,4 \cdot 10^5$

Die signifikanteste Abweichung ergibt sich bei dem verwendeten Arbeitsmedium für die Untersuchungen, Luft bei Lakshminarayana und Wasser im hier vorliegenden Fall.

Ein Grund hierfür ist die Abhängigkeit verschiedener experimenteller Untersuchungsmethoden zur Visualisierung, z.B. Rauch, vom Arbeitsmedium. CFD ermöglicht eine Strömungsvisualisierung unabhängig zum Arbeitsmedium.

Im Folgenden sind die Beobachtungen von [Lak72] den numerischen Untersuchungen für  $\varphi_{dp}$  und den Inducer mit äquivalenter Vorderkante I1 gegenübergestellt. Für die Untersuchung der Rückströmung an der Schaufelvorderkante werden auch Lieferzahlen kleiner als  $\varphi_{dp}$  betrachtet. Wie in [Lak72] sind Strömungseffekte differenziert nach dem Ort des Auftretens aufgeführt und zusammengefasst. Die Nomenklatur zur Beschreibung ergibt sich mit „LAK [Lak72]“ für die experimentellen Arbeiten in [Lak72] und „I1“ für die hier gemachten numerischen Ergebnisse.

### Strömung stromauf

LAK [Lak72]:

Die Strömung stromauf beschreibt die beobachteten Rückströmung und die Teillastwirbel in Abhängig von der Lieferzahl. Es wird nicht die axiale Ausprägung beschrieben, sondern die radiale Erstreckung entlang der Schaufelvorderkante.

$\varphi_{dp}$

Hier ist keine Rückströmung festzustellen.

$\varphi_{69}$

Ausgehend von der Schaufelspitze ergeben sich Rückströmungen entlang von 1/4 der Schaufelvorderkante.



$\varphi_{25}$ 

Ausgehend von der Schaufelspitze ergeben sich Rückströmungen entlang von  $1/2$  der Schaufelvorderkante.

I1:

Zur Betrachtung der Rückströmungen werden die stationären Rechnungen mit dem SST-Modell verwendet, weil eine konvergierte numerisch instationäre Lösung bei Strömungen mit dem SSG-Modell und Lieferzahlen kleiner als  $\varphi_{85}$  aufgrund der feinen Auflösung des Netzes nicht erzielt werden konnte. Abbildung 5.2 zeigt die sich ergebenden Rückströmgebiete. Rote Bereiche definieren Strömungsgeschwindigkeiten entgegen der axialen Hauptströmungsrichtung. Es ist zu beachten, dass die verwendeten numerischen Ergebnisse aufgrund des ebenfalls schwachen Konvergenzverhaltens in Teillast nur bis  $\varphi_{60}$  ausgewertet und dargestellt werden können. Die festgestellten Tendenzen sind, bis auf die Rückströmung im Bereich der Nabe, bis zu einer Lieferzahl von  $\varphi_{60}$  in Übereinstimmung mit den Ergebnissen von Lakshminarayana.

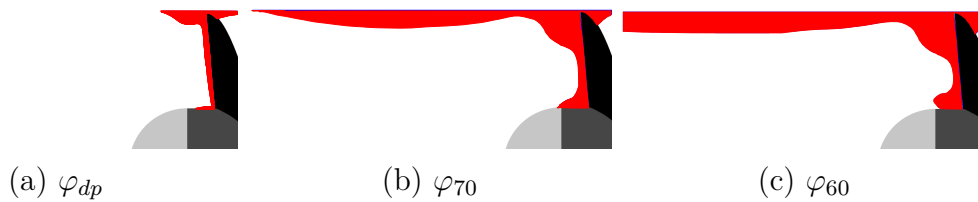


Abbildung 5.2: Teillastwirbel I1

 $\varphi_{dp}$ 

Es sind minimale Rückströmung im Bereich der Schaufelspitze zu erkennen.

 $\varphi_{70}$ 

Ausgehend von der Schaufelspitze ergeben sich Rückströmungen entlang von  $1/3$  der Schaufelvorderkante. Zusätzlich ist ein Gebiet mit Rückströmung in der Nähe der Nabe zu erkennen.

 $\varphi_{60}$ 

Ausgehend von der Schaufelspitze ergeben sich Rückströmungen entlang von  $> 1/3$  der Schaufelvorderkante. Auch hier ist zusätzlich ein Gebiet mit Rückströmung in der Höhe der Nabe zu erkennen.



## Strömungsübergang, Laminar-Turbulent, an der Schaufel

LAK [Lak72]:

Der Übergang von laminarer zu turbulenter Strömung auf den Schaufeln erfolgt bei dem untersuchten Inducer bei einer Reynoldszahl von  $2,5 \cdot 10^5$ . Diese Zahl ist kleiner als die kritische Reynoldszahl bei Transitionseffekten auf der ebenen Platte. Es wird vermutet, dass der Effekt der Rotation einen früher eintretenden Umschlag auf den Schaufeln von Turbomaschinen verursacht.

II:

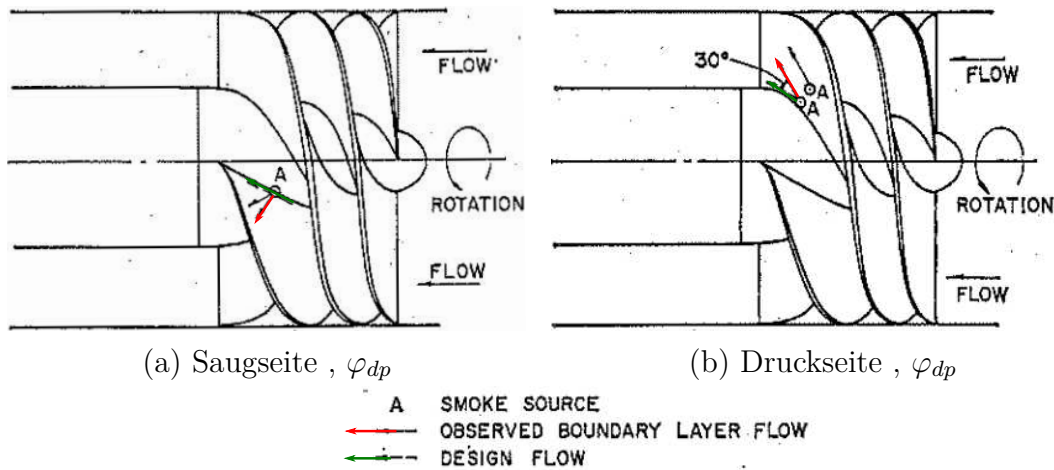
Transitionseffekte werden bei den hier verwendeten Modellen nicht berücksichtigt, weshalb auch kein Vergleich mit den numerischen Ergebnissen möglich ist.

## Strömungen im Bereich der Schaufeloberfläche

LAK [Lak72]:

Der eingeführte limitierende Winkel der Stromlinie  $\epsilon_w$  ist repräsentativ für die radiale Komponente des Geschwindigkeitsprofils innerhalb der Grenzschicht. Mit ihm ist auch eine qualitative Aussage zur Wandschubspannung möglich, da sie in der Richtung von  $\epsilon_w$  wirkt. Es wurden die folgende Winkelverläufe beobachtet:

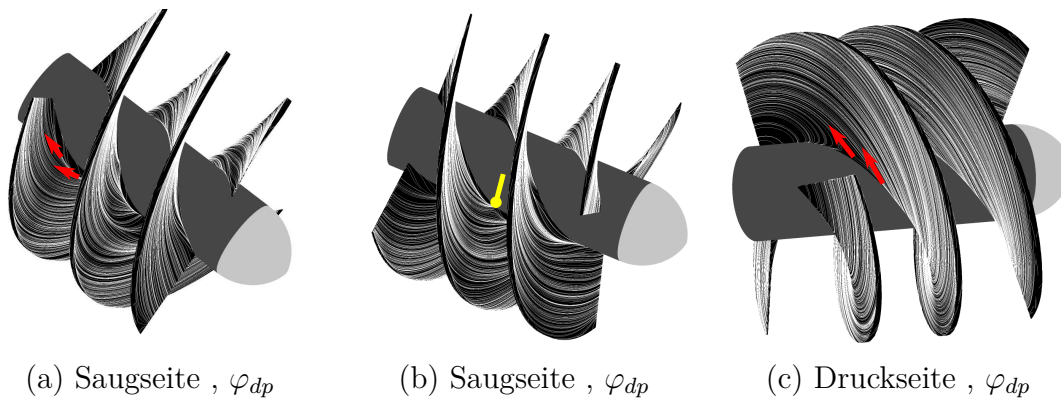
Nahe der Schaufelvorderkante sind die Winkel im Bereich der Nabe größer als an der Schaufelspitze. Sie sind in einem Bereich von  $10^\circ$  bis  $20^\circ$  in der Nähe der Nabe. Im weiteren Verlauf ergibt sich eine Abhängigkeit von  $\epsilon_w$  von der Saug- und der Druckseite der Schaufeln. Auf der Druckseite sind die Winkel kleiner im Vergleich zu den gleichen radialen Positionen an der Saugseite. In Richtung der Schaufelhinterkante wird der Winkel zunehmend größer und erreicht in der Nähe der Nabe ungefähr  $60^\circ$ . Zu beachten ist, dass  $\epsilon_w$  nur ein Indiz für das Ausmaß der maximalen radialen Strömungsgeschwindigkeit nahe der Schaufeloberfläche darstellt. Der totale radiale Massenstrom innerhalb der Grenzschicht ist auch abhängig von der Dicke der Grenzschicht und dem Geschwindigkeitsprofil. Abbildung 5.3 zeigt eine Skizze der beschriebenen Strömungsverhältnisse.

Abbildung 5.3:  $\epsilon_w$  an Saug- und Druckseite LAK [Lak72]

I1:

Die radiale Komponente der Strömung, die von Lakshminarayana beobachtet wurde, kann grundsätzlich auch bei den numerischen Untersuchungen erkannt werden. Aus Abbildung 5.4 ist allgemein ersichtlich, dass die radiale Komponente der Stromlinien nicht so ausgeprägt ist wie bei den Untersuchungen von Lakshminarayana. Die numerischen Ergebnisse zeigen ein frühes Ablösen der Strömung im Bereich der Nabe beim Übergang in die Schaufeloberfläche auf der Saugseite, was in Abbildung 5.4 (b) gelb gekennzeichnet ist. Die daraus resultierende Störung der Strömung stromab im Bereich der Schaufel und in Nähe der Nabe führt zu einer Strömung an der Schaufeloberfläche in der Richtung der Nabe. Dies wird von Lakshminarayana nicht beschrieben.

Auch die Abhängigkeit von  $\epsilon_w$  von der Saug- und Druckseite ist nicht so stark ausgeprägt wie bei der experimentellen Arbeit.

Abbildung 5.4:  $\epsilon_w$  an Saug- und Druckseite I1

## Strömungen in der Schaufelpassage

Die Visualisierung der Strömung innerhalb der Schaufelpassage wird hier beschrieben. Die Strömungen werden klassifiziert nach:

a) *Sekundärströmung*

b) *Hauptströmung*

c) *Ablösen der Strömung nahe der Nabe (rotierender und stationärer Bereich der Nabe)*

Die Strömungen a)-c) werden im Abschnitt d) dargestellt.

d) *Darstellung*

Alle Untersuchungen sind bei einer Lieferzahl von  $\varphi_{dp}$  durchgeführt. Der Vergleich zwischen „LAK [Lak72]“ und „I1“ erfolgt in Abschnitt d).

a) *Sekundärströmung*

LAK [Lak72]:

Basis der Untersuchung sind Sekundärströmungseffekte in der Nähe der rotierenden Nabe und der Schaufelspitze, theoretisch vorhergesagt anhand der Grundlagen in Smith [Smi57]. Die theoretischen Ergebnisse wurden durch eine experimentelle Visualisierung der Strömungstopologien untersucht. Die Experimente können die Strömungszustände an der Nabe bestätigen. In der Höhe der Schaufelspitze werden Sekundärströmungseffekte durch Leckageströmungen am Spalt überlagert. Hier kann keine ausreichende experimentelle Bestätigung der theoretischen Ergebnisse erfolgen. In der Nähe der Nabe bildet sich die Strömung folgendermaßen aus: Sekundärströmungen entstehen aus einer Drehung der Grenzschichtströmung an der Oberfläche der Nabe und den begrenzenden Flächen. Die Verwirbelungen der Sekundärströmung im Bereich der Nabe sind größer als an der Schaufeloberfläche. In der Richtung des Auslasses des Inducers bilden sich tendenziell stärkere Sekundärströmungen aus.

Die Orientierung der Sekundärströmung im rotierenden Koordinatensystem ist in der Nähe der Nabe von der Druck- zur Saugseite gerichtet. Bei Strömungen in der Höhe der Schaufelspitze verlaufen sie hingegen von der Saug- zur Druckseite. Die Sekundärströmung an der Nabe hat die Tendenz, die Relativ- und Absolutrichtung der Hauptströmung aufzuheben. Lakshminarayana vermutet einen direkten Zusammenhang der niedrigen axialen Geschwindigkeit an der Nabe wegen diesen Effekten.

b) *Hauptströmung*

LAK [Lak72]:

Untersuchungen der Hauptströmung zeigen radiale Strömungskomponenten außerhalb der Grenzschichtströmung der Schaufeln. In der Nähe der Schaufelspitze ergeben sich nach innen gerichtete Geschwindigkeitsvektoren. Die radiale Strömungskomponente ergibt gekoppelt mit der nach innen gerichteten, eine S-förmige Strömung innerhalb der Schaufelpassage. Dargestellt wird dieses Verhalten in Abbildung 5.5.

c) Ablösen der Strömung nahe der Nabe (rotierender und stationärer Nabenbereich)  
LAK [Lak72]:

Untersucht wurde die Rückströmung stromab der Schaufelhinterkante, die experimentell in [Lak74] beobachtet wurde.

Durch Visualisierung der Strömung kann der Punkt, an dem sich die Richtung der axialen Geschwindigkeit ändert, ermittelt werden. Der Umschlagpunkt bzw. Bereich befindet sich an der Schaufelhinterkante. Weitere Untersuchungen zeigen, dass sich die Änderung des Vorzeichens der axialen Geschwindigkeit nicht aufgrund des plötzlichen Wechsels von rotierender und stehender Nabe einstellt.

Eine weitere Vermutung von Lakshminarayana ist die stark ausgeprägte Sekundärströmung am Austritt, nahe der Schaufelhinterkante, des Inducers. Die Sekundärströmung hebt die Hauptströmung auf und vermindert die axiale Strömungsgeschwindigkeit, was mit einer Erhöhung der tangentialen Strömungsgeschwindigkeit einhergeht. Diesem Effekt überlagert ist die starke radiale Strömungskomponente außerhalb des Inducers. Hierbei wird die Strömungsgeschwindigkeit an der Schaufelspitze erhöht und an der Nabe verringert. Zusätzlich ist eine axial negative Orientierung der Strömung im Bereich der stationären Nabe zu beobachten. Abbildung 5.6 zeigt die beschriebenen Strömungseffekte.

d) Darstellung

LAK [Lak72]:

Die vorherigen Beobachtungen sind qualitativ in den Abbildung 5.5 und 5.6 zusammengefasst und dargestellt.

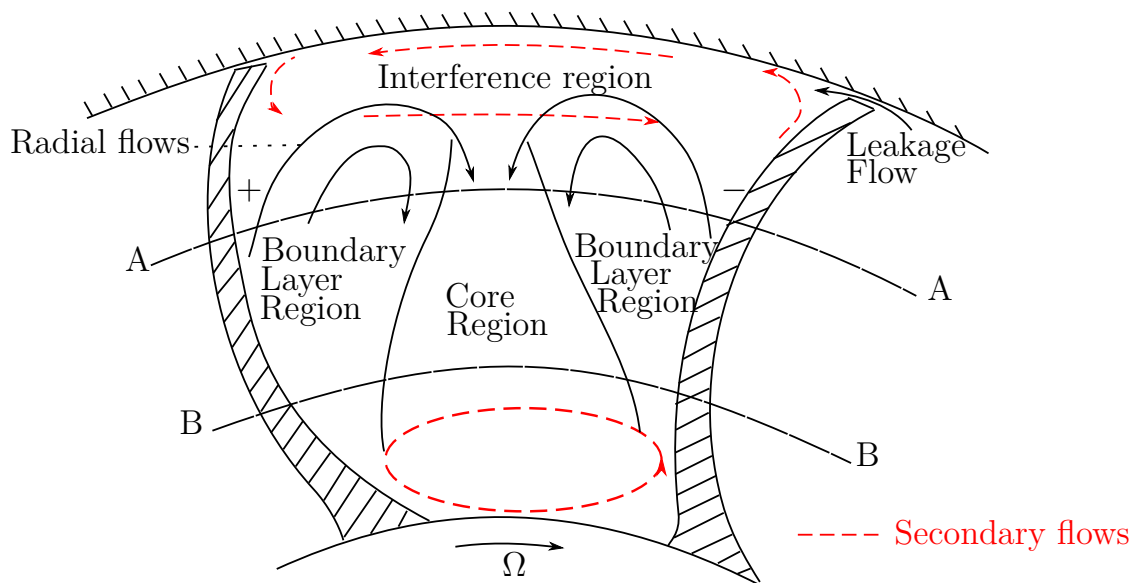


Abbildung 5.5: Strömungstopologie in der Passage, nach [Lak72]

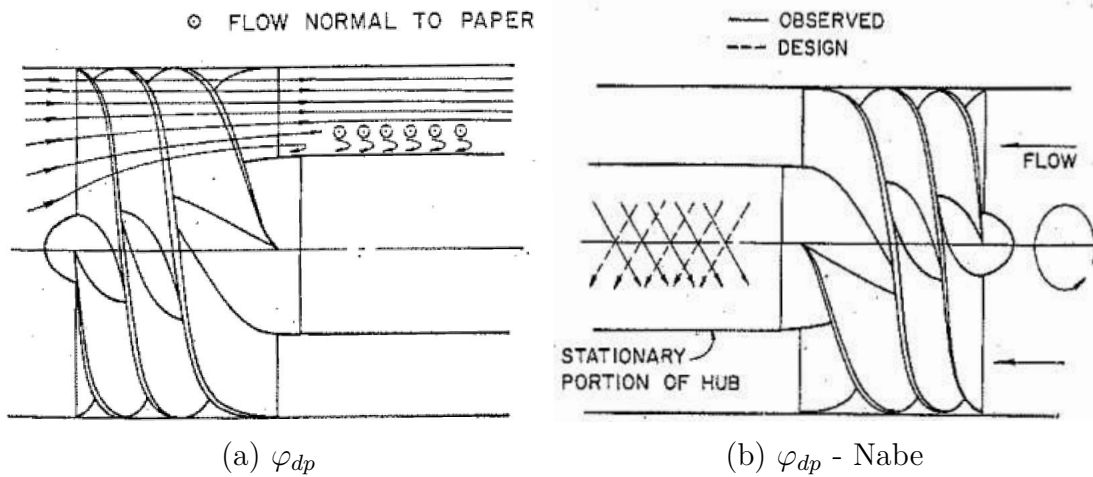


Abbildung 5.6: Nabenströmung nach Lakshminarayana [Lak72]

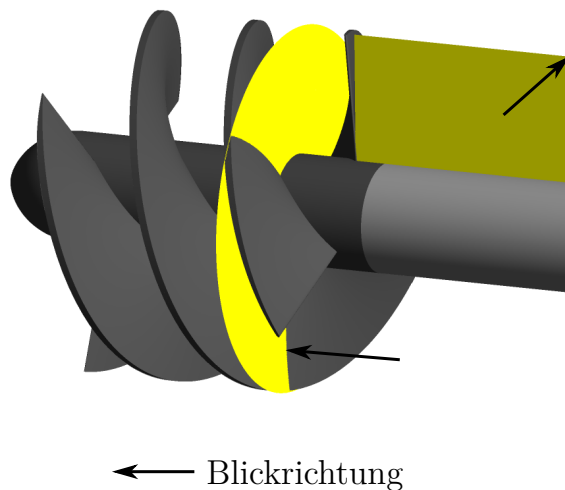


Abbildung 5.7: Schnittdarstellung

I1:

Vergleich mit Abbildung 5.5:

Der Schnitt senkrecht zur Rotationsachse mit einer Orientierung der Normalen in axialer Richtung in Abbildung 5.7 ist die Grundlage zur Darstellung der Strömung und für den Vergleich mit den historischen Daten aus Abbildung 5.5. Abbildung 5.8 zeigt die relative Strömungsgeschwindigkeit  $w$  am definierten Schnitt. Diese ist äquivalent zu der von Lakshminarayana betrachteten Geschwindigkeit. Aufgeteilt ist die Geschwindigkeit in ihre axialen-, radialen- und Umfangskomponenten. Gemäß der Vorzeichenkonvention aus Abbildung 5.1 entspricht die positive, blaue, Komponente der Umfangsrichtung einer Strömung von  $w$  nach links. Strömungs-

effekte, die von Lakshminarayana und in den eigenen Untersuchungen beobachtet wurden, werden in der Abbildung grün hervorgehoben.

Die von Lakshminarayana beobachtete positive radiale Geschwindigkeitskomponente in der Nähe der Schaufeln wurde auch in den eigenen Untersuchungen beobachtet. An der Saugseite der Schaufeln ist sie stärker ausgeprägt. Ebenso ist wie bei [Lak72] die negative radiale Geschwindigkeitskomponente im Kern der Schaufelpassage ersichtlich. Der angedeutete Übergang von radial positiv zu negativ ist nicht darstellbar, aber offensichtlich.

Der im Nabenbereich angedeutete Wirbel mit einer Drehrichtung entgegen dem Uhrzeigersinn bei den historischen Daten ist auch hier ersichtlich. Die Darstellung der Umfangskomponente zeigt im Bereich der Nabe eine Strömung in negativer Richtung und direkt darüber wieder eine in positiver Richtung. Somit ergibt sich auch hier ein Wirbel mit Orientierung entgegen dem Uhrzeigersinn. Die Ausprägung ist nicht so stark, wie es von Lakshminarayana angedeutet wird.

Die axiale Komponente der Strömung zeigt, dass die Strömung aus der Blattebene in positive Richtung dominiert, nur vereinzelt an der Nabe und nahe der Schaufeln sind negative Strömungsrichtungen zu erkennen.

In der Höhe der Schaufelspitze kann die von Lakshminarayana beobachtete Interferenzströmung nicht erkannt und dargestellt werden. Die Spaltströmung ist in Ihrer Ausprägung so gering, dass Strömungszustände beim Übergang vom Spalt in die Schaufelpassage nicht dargestellt werden können. Im Spalt selbst ist eine positive Richtung der Umfangskomponente der Strömung ersichtlich, was einer Strömung von der Druck- zur Saugseite der Schaufel entspricht. Dies bestätigt das Vorhandensein von Spaltströmungen mit gegenüber [Lak72] äquivalenter Orientierung.

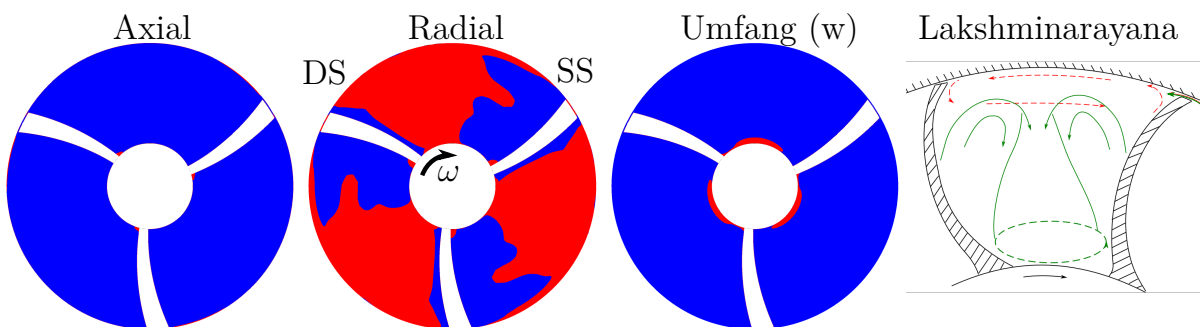


Abbildung 5.8: Strömungstopologie in der Passage, I1

Vergleich mit Abbildung 5.6:

Abbildung 5.9 zeigt die Geschwindigkeitskomponenten in axialer und radialer Richtung und die Umfangsrichtung der Absolutgeschwindigkeit  $c$ . Nach der Koordinatendefinition entspricht der negative rote Bereich der Strömung in positiver Richtung von  $c$  in die Blattebene hinein.

Übereinstimmungen mit den Untersuchungen in [Lak72] ergeben sich wie folgt:

Die negative axiale Komponente stromab und die negative axiale Orientierung der Strömung auf der Oberfläche der stationären Nabe werden auch hier erfasst. Die

Geschwindigkeitskomponente in der positiven Umfangsrichtung, wie sie bei Lakshminarayana auftritt, zeigt sich in den eigenen Untersuchungen nicht, es ist nur eine Umfangskomponente in negativer Richtung festzustellen. Zusätzlich kann durch CFD noch ein Bereich mit negativer radialer Komponente stromab von der Schaufelhinterkante identifiziert werden.

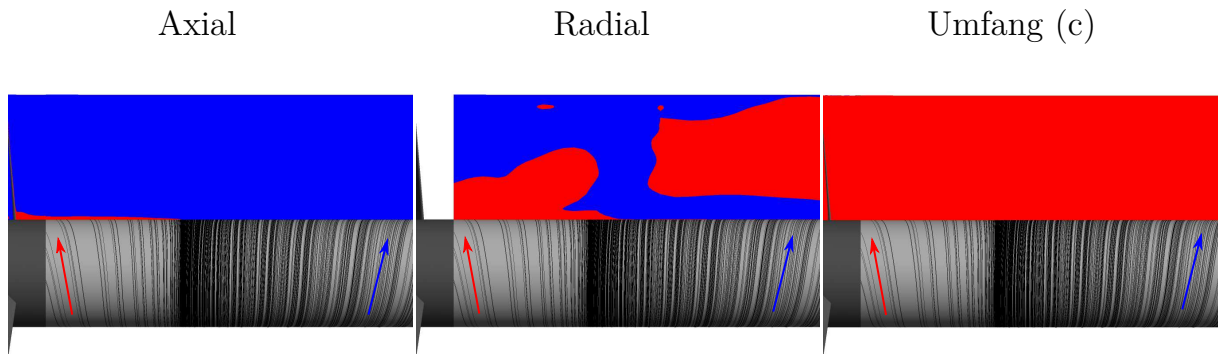


Abbildung 5.9: Strömungstopologie an der Nabe , I1

### Strömung am Austritt

LAK [Lak72]:

Die Untersuchungen und Visualisierungen der Strömung am Austritt des Inducers bestätigen die in Abbildung 5.5 dargestellten Strömungen innerhalb der Schaufelpassage des Inducers.

I1:

Am Austritt des Inducers können ebenfalls die in Abbildung 5.8 gemachten Beobachtungen zur Strömungstopologie innerhalb der Schaufelpassage bestätigt werden.

## **Zusammenfassung**

Es ist gezeigt, dass trotz Änderung des Arbeitsmediums, der Lieferzahl, der Naben-geometrie und der Schaufelzahl ein Großteil der von Lakshminarayana dargestellten Strömungstopologien durch CFD Untersuchungen an Inducer I1 festgestellt werden kann. Abweichungen ergeben sich vor allem in der Ausprägung der unterschiedlichen Topologien. Die Ausprägungen sind deutlich geringer. Im Bereich der Schaufelspitze können auch vereinzelt beschriebene Sekundärströmungseffekte nicht beobachtet werden.

Am Auslass werden für den Bereich der Nabe anhand der historischen Daten Aussagen zur 2D-Strömung und Annahmen zur 3D-Strömung entlang der rotierenden und der stationären Nabe gemacht. [Lak72]

Aufgrund der Detailtiefe ist die 3D-Ablösung im Bereich der Nabe anhand der älteren komplexen experimentellen Untersuchungen allerdings nur schwer zu visualisieren, um diese Annahmen zu bestätigen. Eine Aussage zu den Verlusten resultierend aus diesen Ablösungen ist damit ebenfalls nur bedingt möglich. Mit den Kenntnissen der Strömungstopologie im Schaufelkanal und 2D-Strömung nahe der Nabe ist es möglich, die 3D-Strömungstopologie vom Einlass zum Auslass differenziert zu untersuchen.

Die folgenden Untersuchungen konzentrieren sich somit nur auf eine detaillierte Analyse und Darstellung der dreidimensionalen Strömung und Ablösung, im Bereich der Nabe des Inducers. Mit den heute zur Verfügung stehenden Mitteln ist es möglich, durch CFD Untersuchungen die Strömung gezielt an definierten Punkten und Bereichen sichtbar zu machen. Die von Lakshminarayana erarbeiteten Grundlagen können durch numerische Visualisierung der 3D-Strömung erweitert werden.



## 5.2 Methodik der Analyse

Mittels CFD Daten sind die 3D und 2D Strömungstopologien sichtbar gemacht. Die Ablösung im Bereich der Nabe kann identifiziert und ihr Verlauf kann beschrieben werden. Zur Bewertung des Druckaufbaus ist der Totaldruck an den Schaufeloberflächen dargestellt. Stromab zur Schaufelhinterkante in der Auslaufstrecke wird der vorliegende Totaldruck, die axiale Geschwindigkeit und der Strömungswinkel  $\bar{\alpha}$  betrachtet.

Eine 3D Darstellung des Inducers mit 2D Stromlinien an der Oberfläche der Nabe und davon abgehende dreidimensionale Stromlinien verdeutlichen die Entstehung der Ablösung und ihren Verlauf, sowie die Ausprägung in radialer Richtung. Alle dargestellten 3D Stromlinien starten an der Nabe und lösen dort ab.

Die Nabe des Inducers ist geometrisch in drei äquidistante Bereiche unterteilt, die farblich unterschieden werden. Abbildung 5.10 zeigt das Farbschema für die Darstellung der Stromlinien. 3D Stromlinien werden farblich entsprechend dem Ort der Ablösung an der Nabe markiert, um im weiteren Verlauf besser einordnen zu können, wo sich die Stromlinien von der Nabe ablösen. Zusätzlich wird der Totaldruck des Absolutsystems an den Schaufeloberflächen dargestellt. Hiermit ist es möglich, den Druckumsatz des Inducers entlang der radialen und axialen Position zu beurteilen.

Abbildung 5.11 zeigt die Unterteilung des Radius in unterschiedliche Bereiche. In den folgenden Analysen wird die Strömung und der Druck in diese Bereiche eingeordnet, um eine eindeutige und vergleichbare Zuordnung zu ermöglichen.

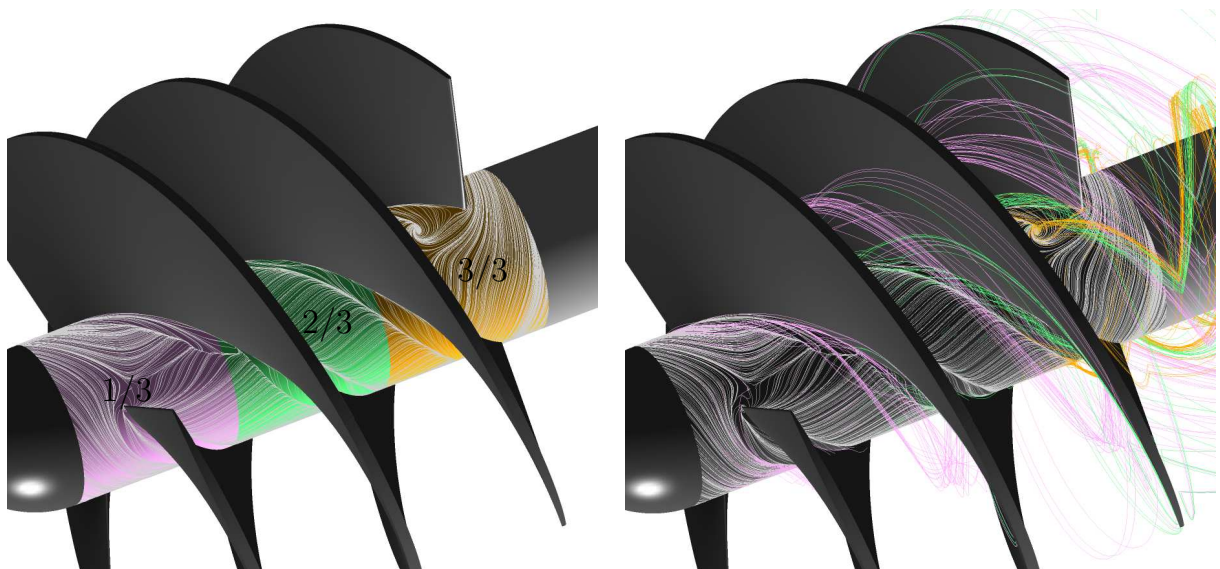


Abbildung 5.10: Stromlinien der Ablösung an der Nabe am Beispiel I1

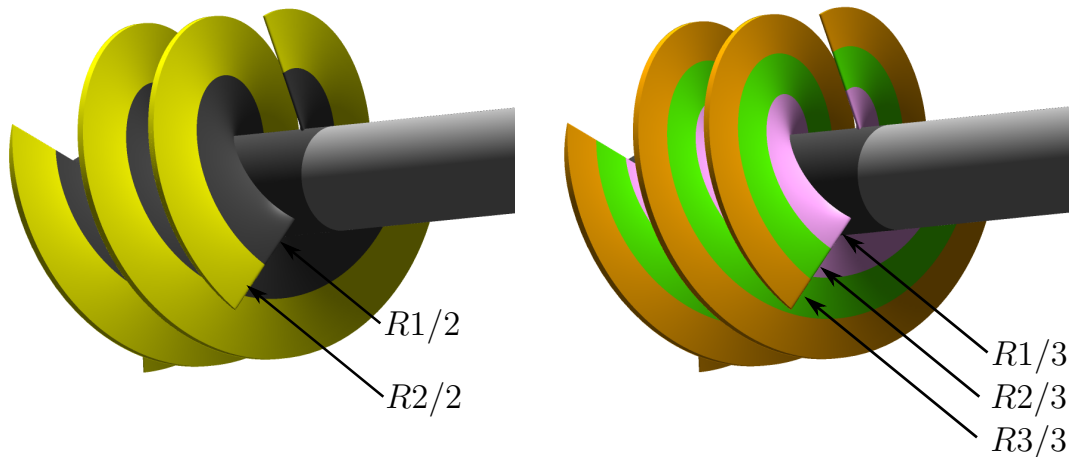


Abbildung 5.11: Bereiche an der Schaufel

Neben der allgemeinen 3D Darstellung der Strömung erfolgt eine Darstellung der Strömungsdetails an definierten zweidimensionalen Ebenen innerhalb der Schaufelpassage. Hier ist eine nach der axialen-, radialen- oder der Umfangskomponente der Strömungsrichtung differenzierte Darstellung möglich, um somit die Orientierung der relativen Strömungskomponente „ $\bar{w}$ “ innerhalb der Schaufelpassage analysieren zu können. Die Ebenen liegen auf der Rotationsachse mit der Richtung ihrer Normalen senkrecht dazu. Ausgehend von der Ebene 1 an der Schaufelhinterkante erfolgt eine Darstellung von Schaufel zu Schaufel in  $15^\circ$  Schritten für den Umschlingungswinkel in Richtung der Schaufelvorderkante bis zu Ebene 6. Auf den Ebenen dargestellt werden die Richtungskomponenten (axial, Umfang, radial) der Relativströmung.

Abbildung 5.12 zeigt die definierten Ebenen 1-6 innerhalb des Strömungskanals. Ebene 0 verdeutlicht zusätzlich die Strömung in der Mitte von zwei Schaufelhinterkanten.

Stromab von der Schaufelhinterkante befindet sich die Ebene E2 mit axialer Richtung der Normalen. Der Abstand von E2 zu Hinterkante beträgt 26 mm. Diese Position ist äquivalent und äquidistant gegenüber der Ebene, an der der Totaldruck der experimentellen Untersuchungen bestimmt wird. Durch die Auswertung an einer validierten Position ist die Plausibilität der Ergebnisse auch hier gewährleistet. An Ebene E2 wird der Totaldruck des Absolutsystems  $\bar{p}_{tot}^*$ , der Strömungswinkel  $\bar{\alpha}$  und die axiale Komponente der Strömungsgeschwindigkeit  $\bar{c}_{ax}$  von der Nabe zum Gehäuse ermittelt und dargestellt. Ausgewertet und berechnet werden die genannten Größen an 100 radialen Positionen von  $r_h$  zu  $r_s$  an Ebene E2. Die physikalischen Größen der zeitlich gemittelten Simulationsdaten sind hierzu entlang des Umfangs einer jeden radialen Position gemittelt.

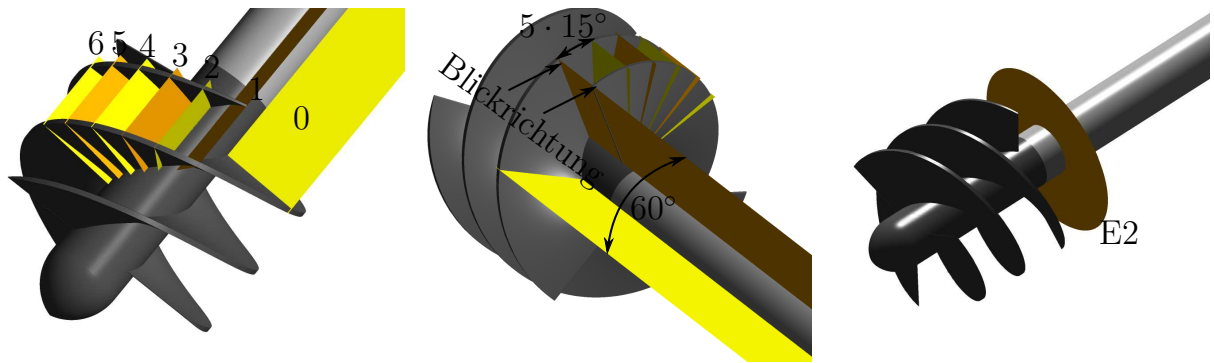


Abbildung 5.12: Ebenen zur Darstellung am Beispiel I1

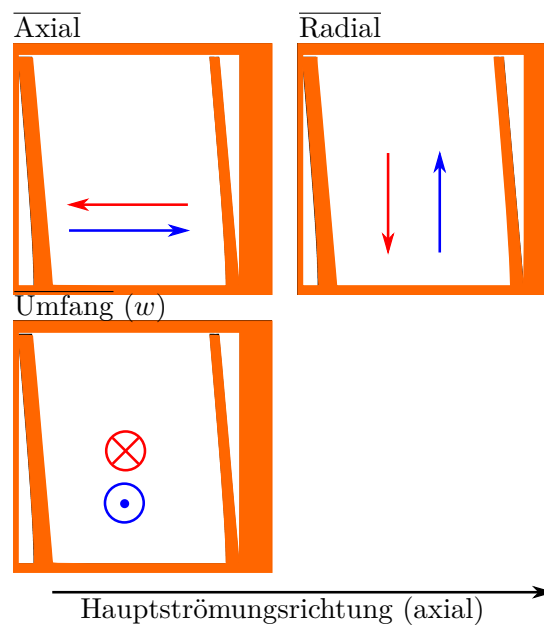


Abbildung 5.13: Dargestellte Komponenten in Ebenen 1-6

Abbildung 5.13 zeigt die verwendete Darstellung der Geschwindigkeitskomponenten an den Ebenen 1 bis 6 aus der Abbildung 5.12. Um die folgende Darstellung der Konturen definieren zu können, sind hier die Orientierungen der Geschwindigkeitskomponenten farblich markiert: Rot für negativ, Blau für positiv.

Abbildung 5.14 zeigt die Projektion der axialen Komponente und der Umfangskomponente der Relativströmung  $\bar{w}$  auf die hier verwendeten Ebenen. Orange kennzeichnet beispielhaft eine der Ebenen 1-6, schwarz kennzeichnet die senkrecht zur Schaufel stehende Ebene und die relative Strömungskomponente innerhalb der Schaufelpassage. Die auf die Ebene 1-6 projizierten Vektoren der relativen Geschwindigkeitskomponente sind entsprechend ihrer vorherigen Richtungsdefinition rot und blau markiert. Grün verdeutlicht die Hauptströmungsrichtung der Relativgeschwindigkeit, wobei diese per Definition positiv in Richtung Austritt aus der

Schaufelpassage und negativ in Richtung Eintritt in die Schaufelpassage zeigt.

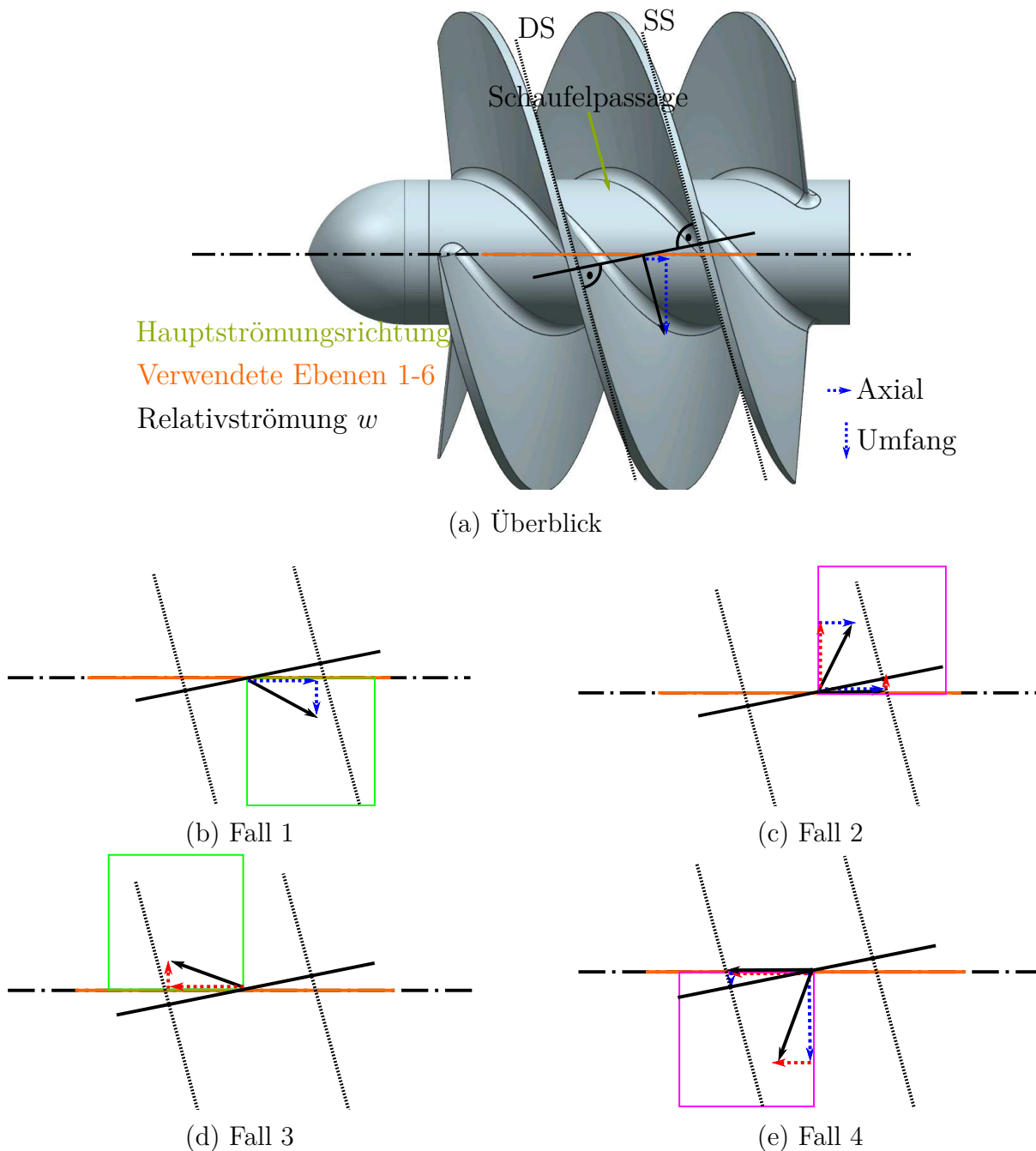


Abbildung 5.14: Geschwindigkeitskomponenten innerhalb der Ebenen 1-6

Eine Fallunterscheidung in Abbildung 5.14 ermöglicht es mittels einer kombinierten Betrachtung der axialen- und der Umfangskomponente an einer Stelle Rückschlüsse auf die Richtung und Orientierung der Relativströmung ziehen zu können. Die Umfangskomponente ist ein Indiz für die positive oder negative Richtung der Strömung, in Richtung Ein- oder Austritt. Die axiale Komponente der Strömung klassifiziert die Orientierung der Strömung. Eine negative axiale Komponente ist

ein Indiz für eine Strömung mit Orientierung zur Druckseite der Schaufeln. Eine Orientierung zur Saugseite besteht bei positiver axialer Komponente. Mit einer Fokussierung auf die Umfangskomponente ergeben sich die folgenden Richtungen für die Relativströmung für die Fälle 1-4. Für den Fall 1 (axial positiv, Umfang positiv) und den Fall 3 (axial negativ, Umfang negativ) ist eine eindeutige Zuordnung der Richtung der Relativströmung möglich. Beim Fall 1 folgt eine Strömung in der Richtung des Austritts (positive Richtung) und beim Fall 3 eine Rückströmung in Richtung des Eintritts in den Schaufelkanal (negative Richtung). Keine eindeutige Zuordnung ist für den Fall 2 (axial positiv, Umfang negativ) und den Fall 4 (axial negativ, Umfang positiv) möglich. Aus der Abbildung ist allerdings ersichtlich, dass in beiden Fällen eine dominierende Richtung vorhanden ist. Dominierend ist beim Fall 2 die negative Richtung zum Eintritt der Schaufelpassage. Beim Fall 4 dominiert die positive Richtung zum Austritt aus der Schaufelpassage.

Zusammenfassung für die folgenden Analysen:

Aus einer negative Umfangskomponente folgt unabhängig von der axialen Komponente eine Rückströmung in Richtung des Eintritts oder eine stark in Richtung der Schaufeln orientierte Strömung. Für die Betrachtung der Relativströmungsrichtung ist die Umfangskomponente somit essenziell und der Fokus liegt auf Gebieten mit negativer Umfangskomponente. Die kombinierte Betrachtung der axialen- und der Umfangskomponente ermöglicht zusätzlich eine detailliertere Analyse der Orientierung der Relativströmung. Eine zusätzlich positive axiale Richtung deutet auf eine in Richtung Saugseite orientierte Strömung hin (Fall 1 und Fall 2). Mit einer negativen axialen Komponente ist ein dominierender Anteil in Richtung Druckseite der Schaufeln gegeben (Fall 3 und Fall 4).

Aus den Abbildungen ist ebenfalls ersichtlich, dass die radiale Komponente bei der Fallunterscheidung keine Rolle spielt. Die radiale Komponente der Strömung beeinflusst weder die positive oder negative Orientierung noch die Richtung der Relativströmung. Durch die radiale Komponente kann eine Aussage darüber getroffen werden, ob sich die Strömung der Nabe annähert oder Richtung Gehäuse orientiert ist. Durch eine inhomogene Verteilung der radialen Richtungskomponenten auf der Ebene sind Gebiete mit instabilen Strömungen zu erkennen.

Innerhalb des Auströmbereichs auf den Ebene 0 und 1 verdeutlichen negative axiale Orientierungen eine Rückströmung in Richtung des Inducers. Hier findet keine Rotation statt und die Strömung wird nicht durch Schaufeln geführt. Deshalb ist keine detaillierte Unterscheidung wie im Fall der Schaufelpassage des rotierenden Inducers nötig bzw. möglich.

Für die Analyse der Entstehung der Ablösung und deren Verlauf, sowie den Druckaufbau erfolgt eine nach folgenden Bereichen differenzierte Betrachtung der Strömungsdetails.

- Ablöselinien und singuläre Punkte, an der Nabe  
3D Verläufe der abgelösten Stromlinien, in der Schaufelpassage:

Durch die Unterteilung der Ablösung an der Nabe in die Bereiche  $X/X$  ist es möglich, die Entstehung und Fortpflanzung der abgelösten Strömung zu identifizieren. Abgelöste Stromlinien in einer Relation zu den radialen Positionen  $RX/X$  identifizieren die durch Ablösung beeinflussten Gebiete eindeutig.

- $\bar{p}_{tot}^*$ , an den Schaufeloberflächen:

Die Unterteilung des Totaldrucks an der Schaufel in die Bereiche  $RX/X$  ermöglicht es zu identifizieren wo der Druckumsatz dominiert. In Korrelation mit der abgelösten Strömung kann in Gebieten mit nicht ausgeprägtem Druckumsatz eine Störung der Strömung vermutet werden.

- Kernströmung und Geschwindigkeitskomponenten der Relativströmung im Strömungskanal des Inducers, an den Ebenen 1-6:

Die Aufteilung der Strömungskomponenten der Relativströmung  $\bar{w}$  in die axiale-, radiale- und Umfangsrichtung ermöglicht es, die Strömung innerhalb der Schaufelpassage detailliert zu beschreiben. Gebiete mit Strömungen entgegen der Hauptströmungsrichtung und Ihrer Ausprägung können als dominierende Störung in der Strömung identifiziert werden. Die Orientierung der Strömung in Richtung der Schaufeln und die homogene oder inhomogene Verteilung der radialen Strömungskomponente ermöglicht eine weitere detaillierte Darstellung der an den Ebenen herrschenden Strömungszustände. Die Entwicklung der Strömung innerhalb der Schaufelpassage in Hauptströmungsrichtung kann durch eine differenzierte Analyse der Ebenen 1-6 beschrieben werden.

- $\bar{c}_{ax}$  stromab vom Inducer, an den Ebenen 0 und 1:

An den Ebenen 0 und 1 ist die axiale Richtung der Strömung zur Beurteilung von Rückströmungen in der Auslaufstrecke dargestellt.

- $\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{c}_{ax}$  und  $\bar{\alpha}$ , an der Ebene E2, stromab vom Inducer:

Der Zustand der Strömung an der Ebene E2 ermöglicht es, die Auswirkung der beobachteten Details auf die Strömungszustände am Austritt des Inducers zu beurteilen.

Da der Inducer zumeist einem Laufrad vorgeschaltet wird, ist die Strömung stromab vom Austritt eines Inducers essenziell. Der Totaldruck entlang des Radius identifiziert Gebiete mit geringem Druckaufbau.

Die axiale Geschwindigkeit entlang des Radius wird hinsichtlich der auftretenden Maxima und Minima ausgewertet. Kleine axialen Geschwindigkeiten kennzeichnen Gebiete mit geringem axialen Durchlass, die aus Gründen der Kontinuität bei inkompressiblen Medien zu Geschwindigkeitserhöhungen an anderer Stelle führen. Ein ungleichmäßig verteilter Totaldruck und Durchsatz können sich negativ auf das nachgeschaltete Laufrad auswirken.

Mit dem gegebenen Totaldruck und der axialen Geschwindigkeitskomponente sind die Komponenten des Geschwindigkeitsdreieckes eindeutig beschrieben.

Gleichwohl wird der Strömungswinkel  $\alpha$  als Funktion des Radius dargestellt, um die Orientierung der Strömungskomponenten an der Ebene E2 ohne weitere Berechnungen identifizieren zu können. Entsprechend dem Geschwindigkeitsdreieck deuten kleine Winkel eine dominierende Orientierung der Strömung in der Umfangsrichtung an. Große Winkel deuten eine dominierende Orientierung in der axialen Richtung an.

## 5.3 Analyse - I1

### Auslegungspunkt

- Ablöselinien und singuläre Punkte, an der Nabe  
3D Verläufe der abgelösten Stromlinien, in der Schaufelpassage:  
| Abbildung 5.15

1/3:

Die Strömung löst in der Nähe der Saugseite der Schaufeln und beim Übergang von der Schaufelvorderkante zur Nabe ab. An der Saugseite und an der Vorderkante sind hier Ablöselinien ersichtlich. Die abgelöste Strömung verläuft stromauf in der Einlaufstrecke in Höhe der Nabe. Durch die Schaufelpassage orientiert sich die abgelöste Strömung stromab in Richtung des Austritts nahe der Saugseite der Schaufeln. Die abgelösten Strömungsanteile verteilen sich im radialen Bereich dominierend in  $R1/2$ . Im Anschluss an den Inducer ist in der Auslaufstrecke eine nahezu einheitliche radiale Verteilung der Strömung zu erkennen.

2/3:

An der Nabe entstehen Ablöselinien in der Nähe der Saug- und Druckseite der Schaufeln, entlang des ganzen Bereiches 2/3. Die sich druckseitig ablösende Strömung verläuft stromauf in Richtung des Eintritts, entlang der Druckseite der Schaufeln im radialen Bereich  $R1/2$ . Die saugseitig ablösende Strömung verläuft entlang der Saugseite stromab in Richtung des Austritts, mit nur marginalen radialen Ausdehnung. In der Auslaufstrecke ist die abgelöste Strömung gleichmäßig im radialen Bereich  $R1/3$  verteilt.

3/3:

Im Bereich des Austritts ist an der Nabe eine dominierende Ablösung an einem singulären Punkt zu erkennen. Dieser befindet sich in der Nähe des Austritts der Schaufelpasssage. Die ablösende Strömung verläuft stromauf in Richtung des Eintritts an der Druckseite der Schaufeln, in den radialen Bereichen  $R1/3$  und  $R2/3$ . Stromab verlässt die abgelöste Strömung die Schaufelpassage im Bereich  $R1/3$ . In der Auslaufstrecke dominiert das Anlegen der abgelösten Strömungsanteile an die nicht rotierende Nabe. Sie stauen sich hier, durch eine Ausprägung der Umfangskomponente der Strömung ersichtlich nach  $\approx 1 \cdot d_h$  an.



- $\bar{p}_{tot}^*$ , an den Schaufeloberflächen:  
| Abbildung 5.15

Saugseite:

Auf der Saugseite der Schaufeln ist im Bereich der Vorderkante ein negativer Totaldruck gleichmäßig über den Radius von der Nabe zur Schaufelspitze verteilt. Im weiteren Verlauf ist nach  $\Delta\theta \approx 90^\circ$  eine Unterscheidung der Druckverteilung in  $R1/2$  und  $R2/2$  nötig. Der Totaldruck im Bereich  $R1/2$  fällt verglichen mit dem Druck in  $R2/2$  geringer aus.

Druckseite:

Der radiale Bereich  $R2/2$  des Inducers dominiert beim Drauckaufbau. Am äußeren Bereich ist in der Nähe der Schaufelspitze der Totaldruck am größten. Im Bereich  $R1/2$  nimmt der Totaldruck ab und er ist hier nahezu konstant.

- Kernströmung und Geschwindigkeitskomponenten der Relativströmung im Strömungskanal des Inducers, an den Ebenen 1-6:  
| Abbildung 5.16

Umfangskomponente:

Von der Ebene 6 bis zur Ebene 1 zeigt sich ein Bereich mit negativer Umfangskomponente an der Nabe. Dieser befindet sich mittig in der Schaufelpassage mit geringer radialer Ausprägung. In den restlichen Bereichen der Ebenen sind nur positive Umfangskomponenten vorhanden.

Axialkomponente:

Auf der Ebene 6 bis zur Ebene 2 sind nur positive axiale Strömungskomponenten festzustellen. An der Ebene 1 ist ein kleiner Bereich, nahe der Nabe und der Saugseite der Schaufeln, mit negativer axialer Komponente vorhanden.

Radialkomponente:

An den Ebenen 6-1 ist die radiale Strömungskomponente äquivalent verteilt. Von der Mitte bis zur Saugseite der Schaufeln dominieren positive radiale Richtungen. Ausgehend von der Druckseite der Schaufeln bis zur Mitte sind negative radiale Komponenten vorhanden.

Zusammenfassung:

Im Bereich der Nabe kommt es in der Mitte zwischen den Schaufeln zu Rückströmung. Diese Bereiche nehmen nur marginal in ihrer radialen Ausprägung ausgehend von der Ebene 6 in Richtung des Auslasses (Ebene 1) zu. Zusammen mit der axialen Strömungskomponente betrachtet, kann festgestellt werden, dass die Rückströmung in Richtung der Saugseite der Schaufeln orientiert ist. Eine nahezu homogene Verteilung der radialen Strömungskomponenten von der Mitte der Schaufelpassage zur Saugseite und von der Druckseite zur Mitte ist ersichtlich.

- $\bar{c}_{ax}$  stromab vom Inducer, an den Ebenen 0 und 1:  
| Abbildung 5.16

Die axiale Strömungsrichtung auf den Auslaufstrecken von den Ebenen 1 und 0 zeigt eine negative axiale Strömungsrichtung im Bereich der Nabe. Diese Bereiche mit Rückströmung sind radial nicht stark ausgeprägt. Für die Ebenen 0 und 1 zeigen sich hier nahezu äquivalente Verläufe.

- $\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{c}_{ax}$  und  $\bar{\alpha}$ , an der Ebene E2, stromab vom Inducer:  
| Abbildung 5.17

$\bar{p}_{tot}^*$ :

Der maximale Druck stellt sich im Bereich  $R3/3$  ein. Ein über den Radius nahezu konstanter Druckwert stellt sich im Bereich  $R2/3$  ein. Im Bereich  $R1/3$  sinkt der Druck mit abnehmendem Radius und mit zunehmendem Gradienten des Druckabfalls in Richtung der Nabe. An der Nabe selbst ist der Druck minimal.

$\bar{c}_{ax}$ :

Die Verteilung und der Verlauf der axialen Geschwindigkeit entlang der radialen Positionen verhalten sich nahezu äquivalent zu dem beschriebenen Verlauf des Totaldrucks. Maximale Geschwindigkeiten treten im Bereich  $R3/3$  auf und minimale Werte an der Nabe. Der Gradient des Abfalls der axialen Geschwindigkeit im Bereich  $R1/3$  ist konstant und stark ausgeprägt. Nahe der Nabe sind negative Geschwindigkeitswerte zu erkennen.

$\bar{\alpha}$ :

Im radialen Bereich  $R2/2$  sind große Strömungswinkel dominierend, was eine axiale Orientierung der Strömung verdeutlicht. Über den Radius sind in  $R2/2$  die Winkel nahezu konstant, abgesehen vom Bereich in der Nähe des Gehäuses, wo sie abnehmen. Mit kleiner werdendem Radius fällt im Bereich  $R1/2$  der Wert des Strömungswinkels in Richtung der Nabe mit konstantem Gradienten für den Abfall des Winkels. Der Strömungswinkel ist minimal und negativ an der Nabe.

Zusammenfassung:

Strömungen innerhalb der Schaufelpassage führen an der Ebene E2 zu dem folgenden Strömungszustand:

Die Druckverteilung ist im Bereich  $R2/2$  dominierend. Im Bereich  $R1/2$  kommt es zu einer stetigen Abnahme des Totaldrucks.

Geringe axiale Geschwindigkeiten im Bereich  $R1/2$  führen zu einem Anstieg der axialen Geschwindigkeit im Bereich  $R2/2$ .

Der große Strömungswinkel bestätigt die axiale Orientierung der Strömung im Bereich  $R2/2$ . Die Abnahme der axialen Geschwindigkeit und die Zunahme der Umfangskomponente der Strömungsrichtung in  $R1/2$  werden durch die Abnahme des Strömungswinkels bestätigt.

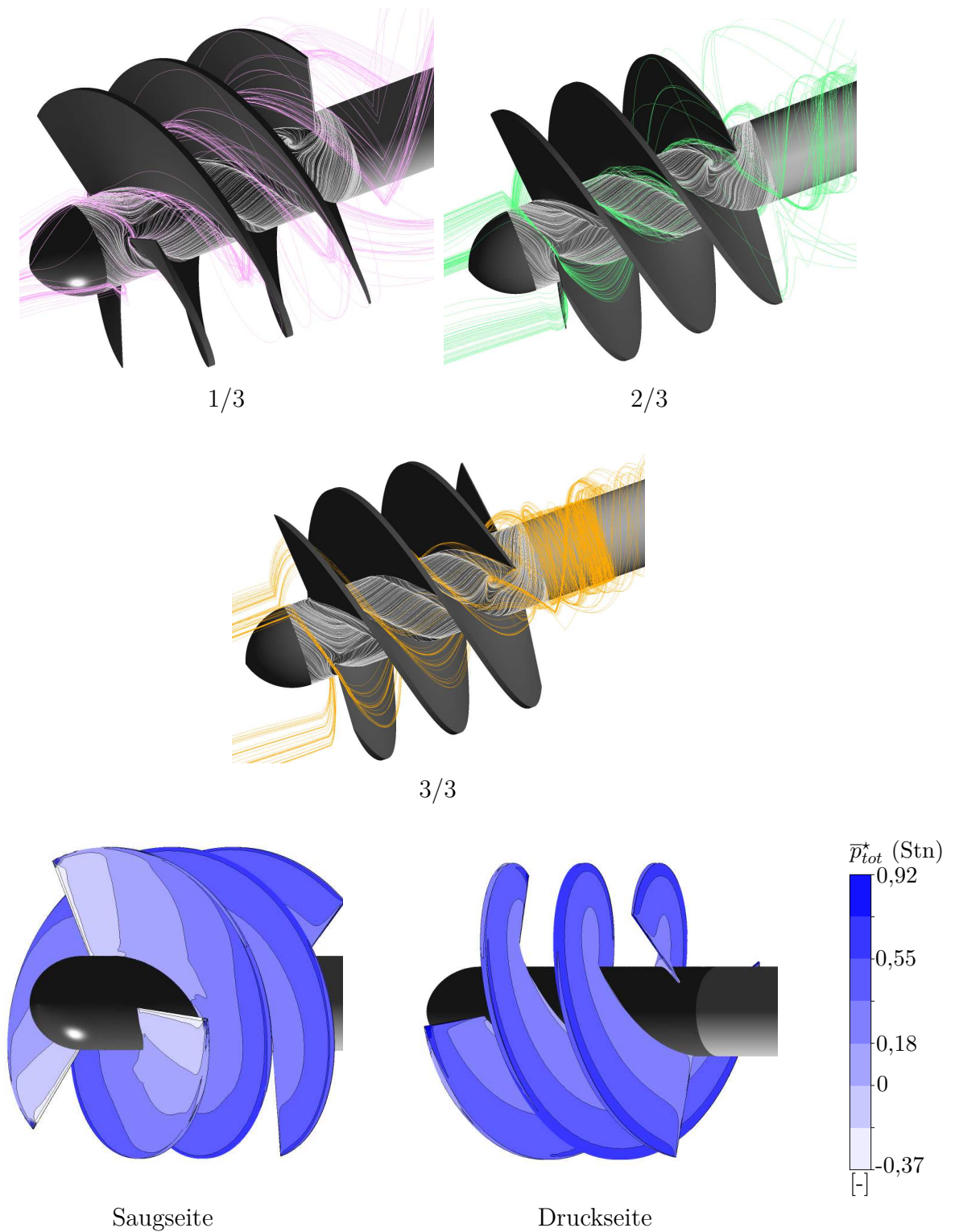


Abbildung 5.15: Stromlinien und Totaldruck an Schaufeln , CFD |  $\varphi_{dp}$  , II

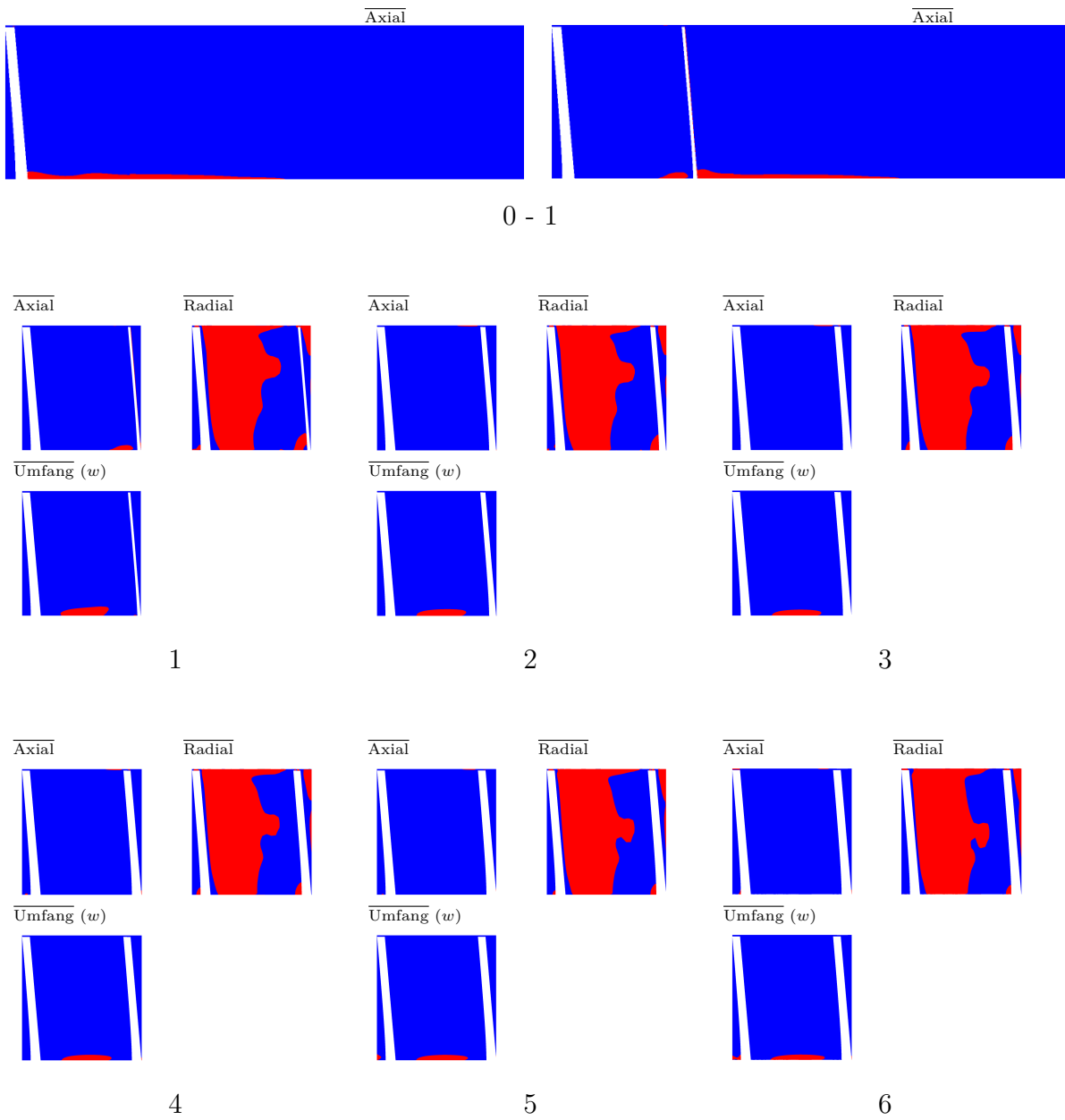
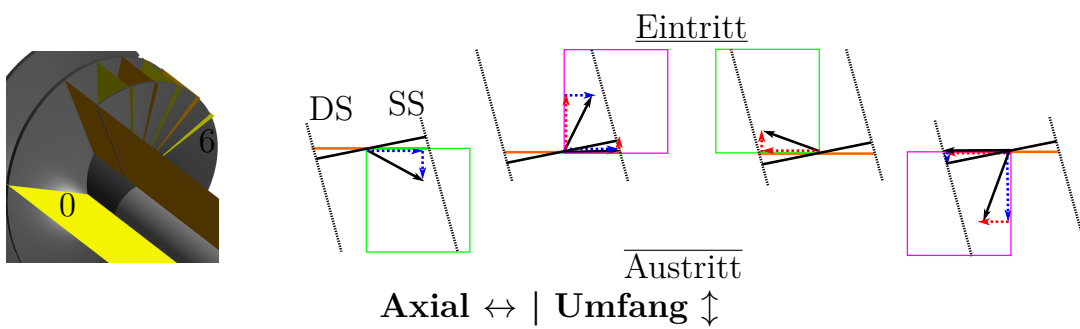


Abbildung 5.16: Ebenen , CFD |  $\varphi_{dp}$  , I1



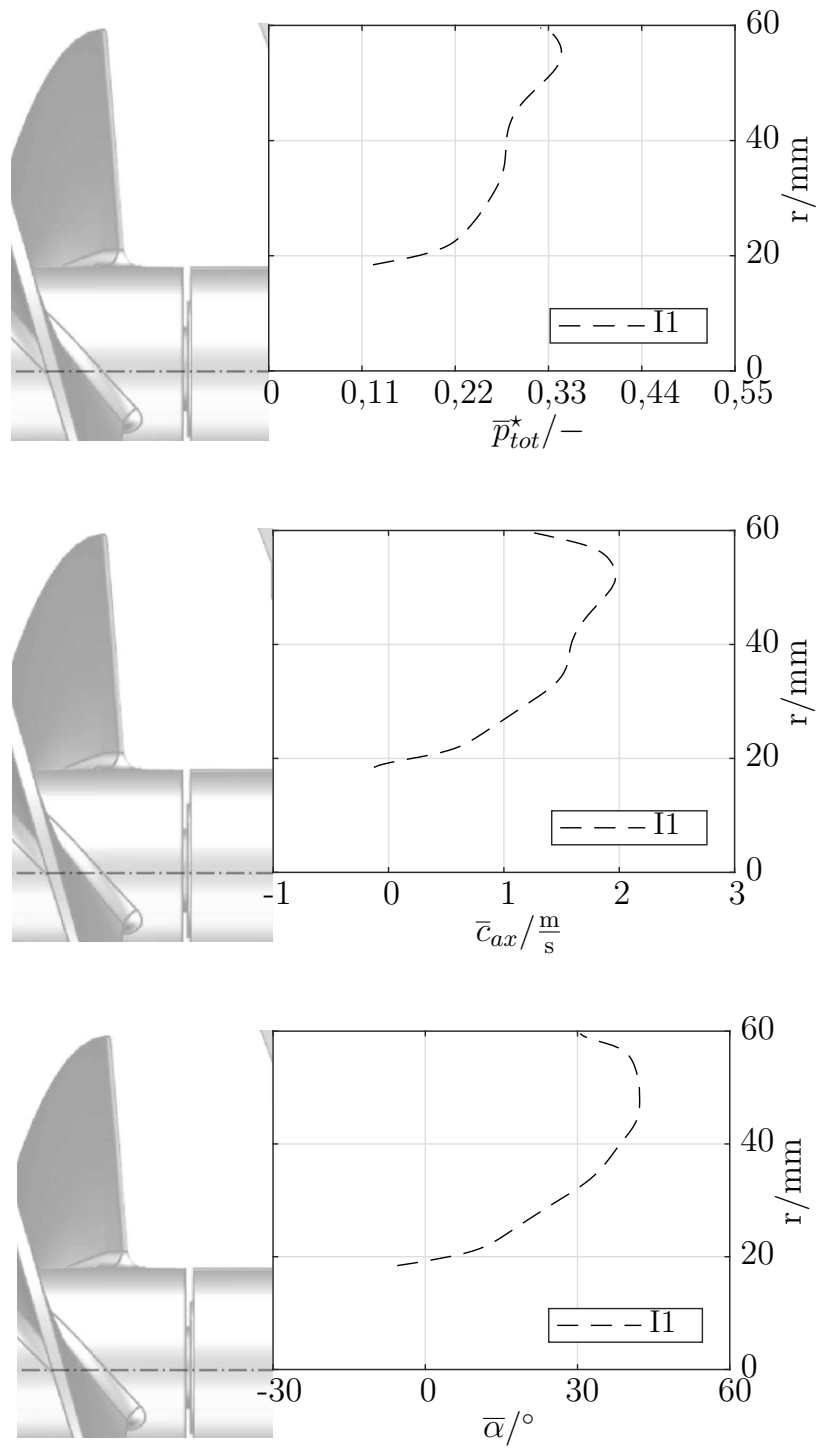


Abbildung 5.17:  $\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{\alpha}$  und  $\bar{c}_{ax}$  an E2, CFD |  $\varphi_{dp}$ , I1

## Teillast

- Ablöselinien und singuläre Punkte, an der Nabe  
3D Verläufe der abgelösten Stromlinien, in der Schaufelpassage:  
| Abbildung 5.18

1/3:

Die Strömung löst in der Nähe der Saugseite der Schaufeln und am Übergang der Schaufelvorderkante zur Nabe hin ab. An der Saugseite und an der Vorderkante sind hier Ablöselinien ersichtlich. Die abgelöste Strömung verläuft stromauf in der Einlaufstrecke, dominierend in der Höhe  $R1/3$ . Durch die Schaufelpassage stromab in Richtung des Austritts orientiert sich die abgelöste Strömung in der Mitte der Schaufelpassage. Die abgelösten Strömungsanteile verteilen sich im radialen Bereich, dominierend in  $R1/2$ . Im Anschluss an den Inducer ist in der Auslaufstrecke eine einheitliche Verteilung der Strömung über den Radius zu erkennen.

2/3:

An der Nabe entstehen Ablöselinien in der Nähe der Saug- und der Druckseite der Schaufeln. Die Ablösung zeigt sich im ganzen Bereiche 2/3. Am Übergang zwischen den Bereichen 2/3 und 3/3 ist zusätzlich ein singulärer Punkt ersichtlich. Die sich druckseitig ablösende Strömung verläuft stromauf in Richtung des Eintritts, entlang der Druckseite der Schaufeln und im radialen Bereich  $R1/3$ . Die saugseitig und am singulären Punkt ablösende Strömung verläuft entlang der Saugseite stromab, in Richtung des Austritts, im radialen Bereich  $R1/2$ . In der Auslaufstrecke ist die abgelöste Strömung gleichmäßig über die radialen Bereiche  $R1/3$  und  $R2/3$  verteilt.

3/3:

Im Bereich des Austritts sind an der Nabe mehrere Ablöselinien zu erkennen. Zu Beginn und am Ende von Bereich 3/3 ist zusätzlich jeweils ein singulärer Punkt ersichtlich. Die hier ablösende Strömung verläuft stromauf in Richtung des Eintritts innerhalb der Schaufelpassage über den ganzen Radius verteilt. Stromab verlässt die abgelöste Strömung die Schaufelpassage im Bereich  $R1/2$  nahe der Druckseite der Schaufeln. In der Auslaufstrecke ist die abgelöste Strömung dominierend in Bereich  $R1/2$  vorhanden.

- $\bar{p}_{tot}^*$ , an den Schaufeloberflächen:  
| Abbildung 5.18

Saugseite:

Auf der Saugseite der Schaufeln ist im Bereich der Vorderkante ein negativer Totaldruck gleichmäßig verteilt über den Radius von der Nabe zur Schaufelspitze vorhanden. Im weiteren Verlauf ist nach  $\Delta\theta \approx 135^\circ$  eine Unterscheidung der Druckverteilung in  $R1/3$ ,  $R2/3$  und  $R3/3$  nötig. Der Totaldruck im Bereich  $R1/3$  fällt verglichen mit dem Druck in  $R2/3$  und  $R3/3$  geringer aus. Maximal ist der Druck im äußeren Bereich  $R3/3$ .

Druckseite:

Auf der Druckseite ist eine Unterteilung in drei Bereiche ersichtlich. Im Bereich  $R1/3$  ist der geringste Totaldruck vorhanden. Der Bereich  $R3/3$  des Inducers dominiert beim Druckaufbau ersichtlich durch den maximalen Druckwert.

- Kernströmung und Geschwindigkeitskomponenten der Relativströmung im Strömungskanal des Inducers, an den Ebenen 1-6:  
| Abbildung 5.19

Umfangskomponente:

An den Ebenen 6 und 5 zeigt sich ein Bereich mit negativer Umfangskomponente an der Nabe. Dieser erstreckt sich von der Saug- zur Druckseite mit eindeutiger radialer Ausprägung. An den Ebenen 4 und 3 wechselt das Vorzeichen der Komponente in der Nähe der Druckseite von negativ zu positiv. Eine deutliche Änderung ist an den Ebenen 1 und 2 ersichtlich, wo von der Saugseite bis zur Mitte positive Umfangskomponenten vorhanden sind und in Richtung der Druckseite die Bereiche mit negativer Umfangskomponente in ihrer radialen Ausprägung zunehmen. Die radiale Ausprägung der negativen Bereiche nimmt von Ebene 1 zu Ebene 6 leicht zu. Auf den restlichen Bereichen der Ebenen sind nur positive Umfangskomponenten vorhanden.

Axialkomponente:

Auf Ebene 6 bis Ebene 4 sind negative axiale Richtungskomponenten in der Nähe der Saugseite ersichtlich. Von Ebene 3 bis Ebene 1 nehmen diese Bereiche an der Saugseite in ihrer radialen Ausprägung ab und an der Druckseite kommt es zu negativen axialen Komponenten der Relativströmung. Auf den restlichen Bereichen der Ebenen sind nur positive axiale Komponenten der Relativströmung vorhanden.

Radialkomponente:

An den Ebenen 6-1 ist die radiale Strömungskomponente inhomogen über die Ebenen verteilt. Auch sind bei allen Ebenen Bereiche erkennbar, in denen ein ständiger Wechsel von positiven und negativen Richtungen auftritt. An der Saugseite dominieren positive radiale Komponenten und an der Druckseite negative.

Zusammenfassung:

Im Bereich der Nabe kommt es in der Mitte zwischen den Schaufeln zu Rückströmung. Diese Bereiche nehmen in Ihrer radialen Ausprägung zu und in Richtung des Auslasses werden die Gebiete mit Rückströmung an der Druckseite größer. Auch kommt es in Richtung des Auslasses zu einem Wechsel von einer negativen zu einer positiven Umfangskomponente im Bereich der Saugseite. In kombinierter Betrachtung mit der axialen Strömungskomponente ist festzustellen, dass für die Rückströmung nahe der Nabe eine Orientierung in Richtung der Druckseite dominiert. Eine weitgehend inhomogene Verteilung der radialen Strömungskomponente lässt auf eine unruhige Strömung schließen.

- $\bar{c}_{ax}$  stromab vom Inducer, an den Ebenen 0 und 1:  
| Abbildung 5.19

Die axiale Strömungsrichtung auf den Auslaufstrecken von den Ebene 1 und 0 zeigt eine negative axiale Strömungsrichtung im Bereich der Nabe. Diese Bereiche mit Rückströmung sind axial und radial stark ausgeprägt. An der Ebene 0 ist im Bereich des Inducers die negative Orientierung der Strömung radial am stärksten ausgeprägt.

- $\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{c}_{ax}$  und  $\bar{\alpha}$ , an der Ebene E2, stromab vom Inducer:  
| Abbildung 5.20

$\bar{p}_{tot}^*$ :

Der maximale Druck stellt sich im Bereich  $R3/3$  ein, der Druck ist hier nahe dem Gehäuse maximal. Im Bereich  $R2/3$  stellt sich ein über den Radius nahezu konstanter Druckwert ein. Im Bereich  $R1/3$  sinkt der Druck mit einem konstanten und großen Gradienten für den Abfall des Totaldrucks in Richtung der Nabe. An der Nabe selbst ist der Druck minimal.

$\bar{c}_{ax}$ :

Die Verteilung und der Verlauf der axialen Geschwindigkeit entlang der radialen Positionen verhalten sich nahezu äquivalent gegenüber dem beschriebenen Totaldruck. Maximale Geschwindigkeiten treten im Bereich  $R3/3$  in der Nähe des Gehäuses auf und minimale Werte an der Nabe. Der Gradient des Abfalls der axialen Geschwindigkeit ist im Bereich  $R1/3$  am stärksten. Nahe der Nabe sind ausgeprägte negative Geschwindigkeitswerte zu erkennen.

$\bar{\alpha}$ :

Im radialen Bereich  $R2/2$  sind große Strömungswinkel vorherrschend, was auf eine axiale Orientierung der Strömung verweist. Über den Radius sind in  $R2/2$  die Winkel nahezu konstant. Mit kleiner werdendem Radius fällt im Bereich  $R1/2$  der Wert des Strömungswinkels in Richtung der Nabe ab. Der Strömungswinkel ist an der Nabe minimal und negativ. Auch ist der Gradient des Abfalls im Strömungswinkel Nahe der Nabe am größten.

Zusammenfassung:

Strömungen innerhalb der Schaufelpassage führen an der Ebene E2 zu dem folgenden Strömungszustand:

Die Druckverteilung ist im Bereich  $R3/3$  dominierend. Im Bereich  $R2/3$  ist ein konstanter Druck vorhanden und im Bereich  $R1/3$  kommt es zu einer stetigen Abnahme des Totaldrucks. Geringe axiale Geschwindigkeiten in Bereich  $R1/2$  führen zu einem Anstieg der axialen Geschwindigkeit im Bereich  $R2/2$ . Der große Strömungswinkel bestätigt die axiale Orientierung der Strömung im Bereich  $R2/2$ . Die Abnahme der axialen Geschwindigkeit und die Zunahme der Umfangskomponente in  $R1/2$  ist durch die Abnahme des Strömungswinkels verdeutlicht. Stark negative Strömungswinkel verdeutlichen zudem die Zunahme der negativen axialen Geschwindigkeitskomponenten.



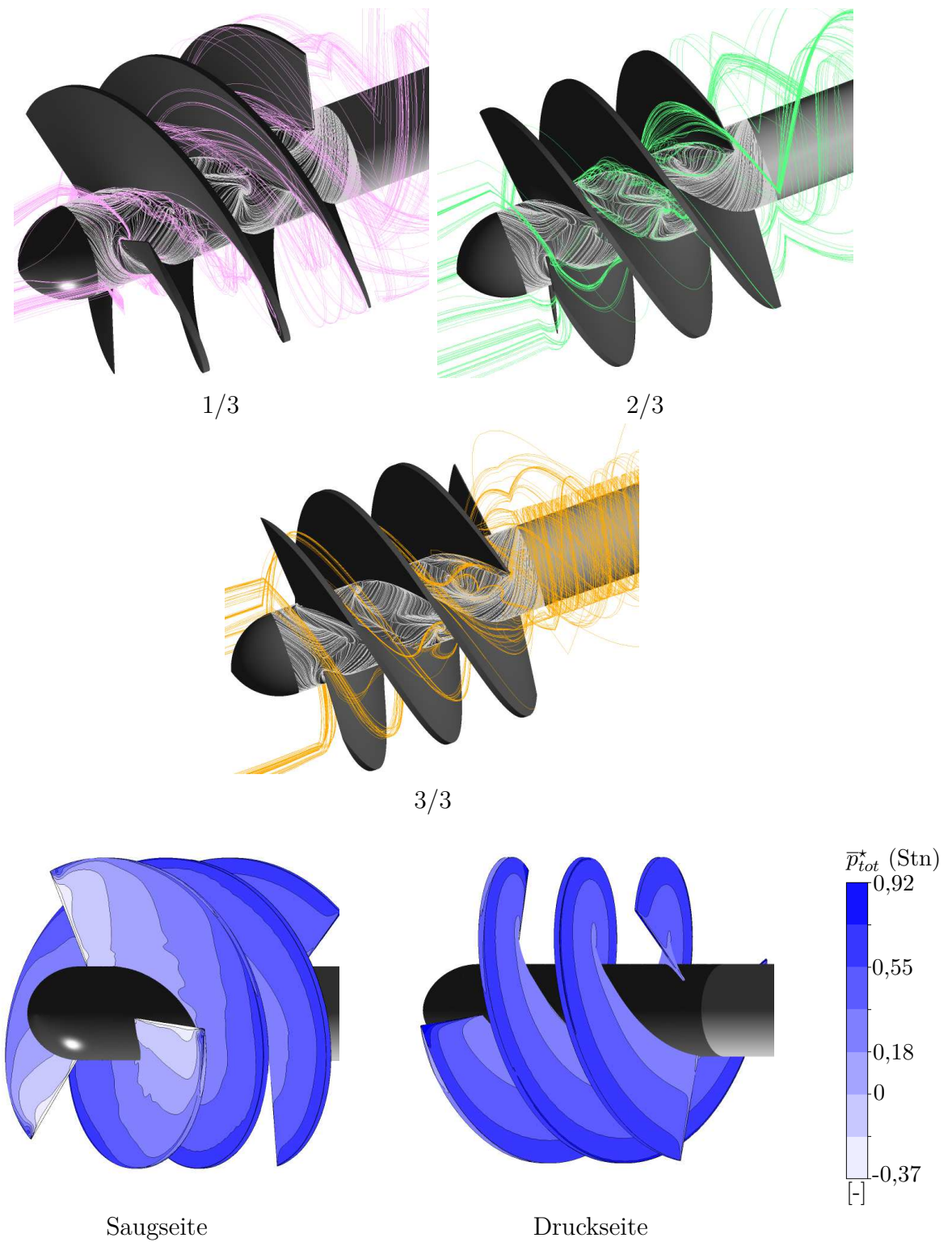


Abbildung 5.18: Stromlinien und Totaldruck an Schaufeln , CFD |  $\varphi_{85}$  , II

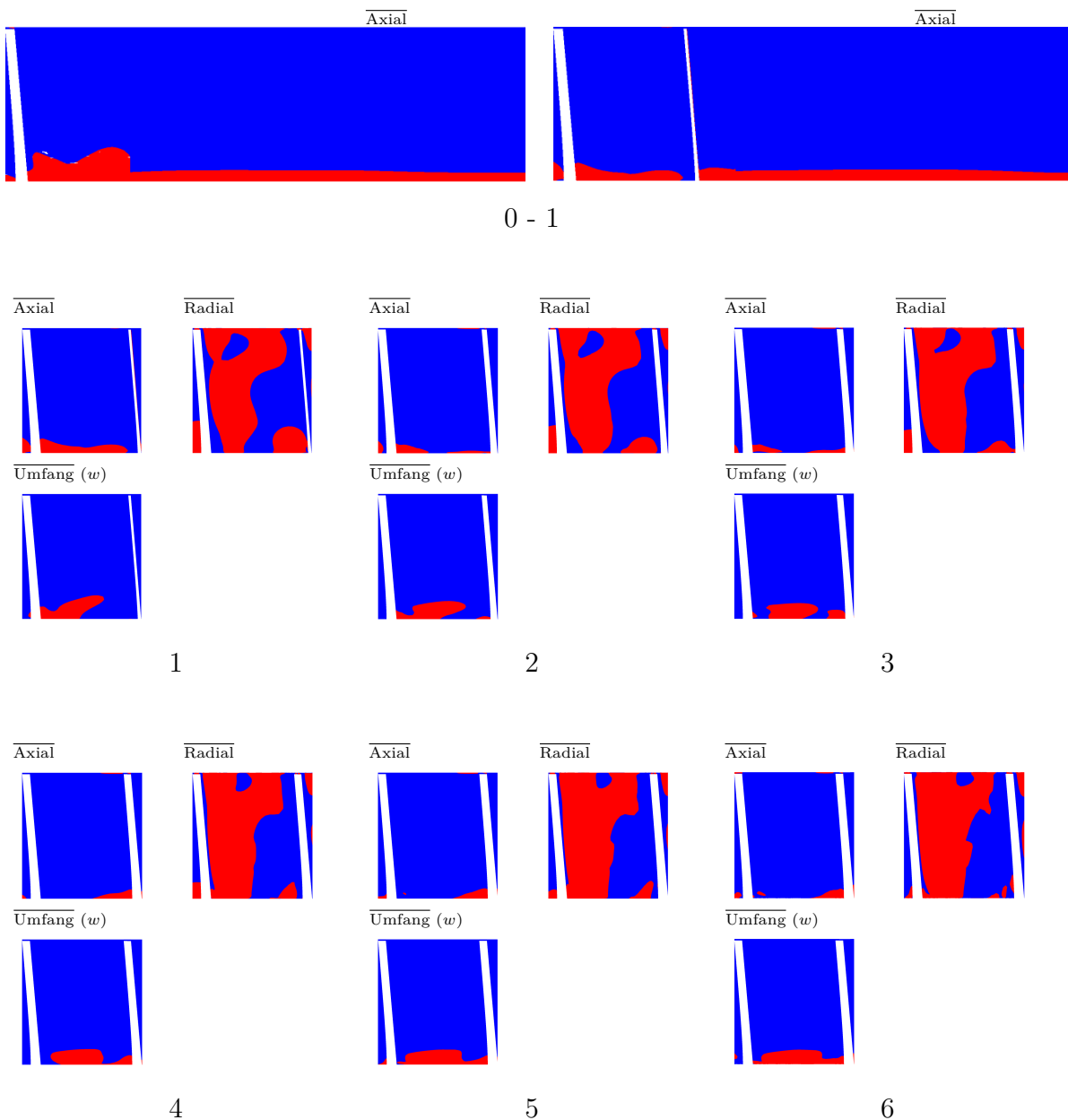
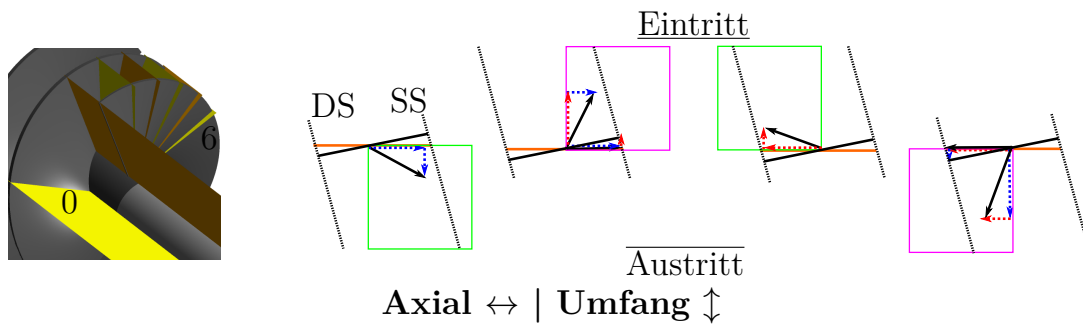


Abbildung 5.19: Ebenen , CFD |  $\varphi_{85}$  , I1



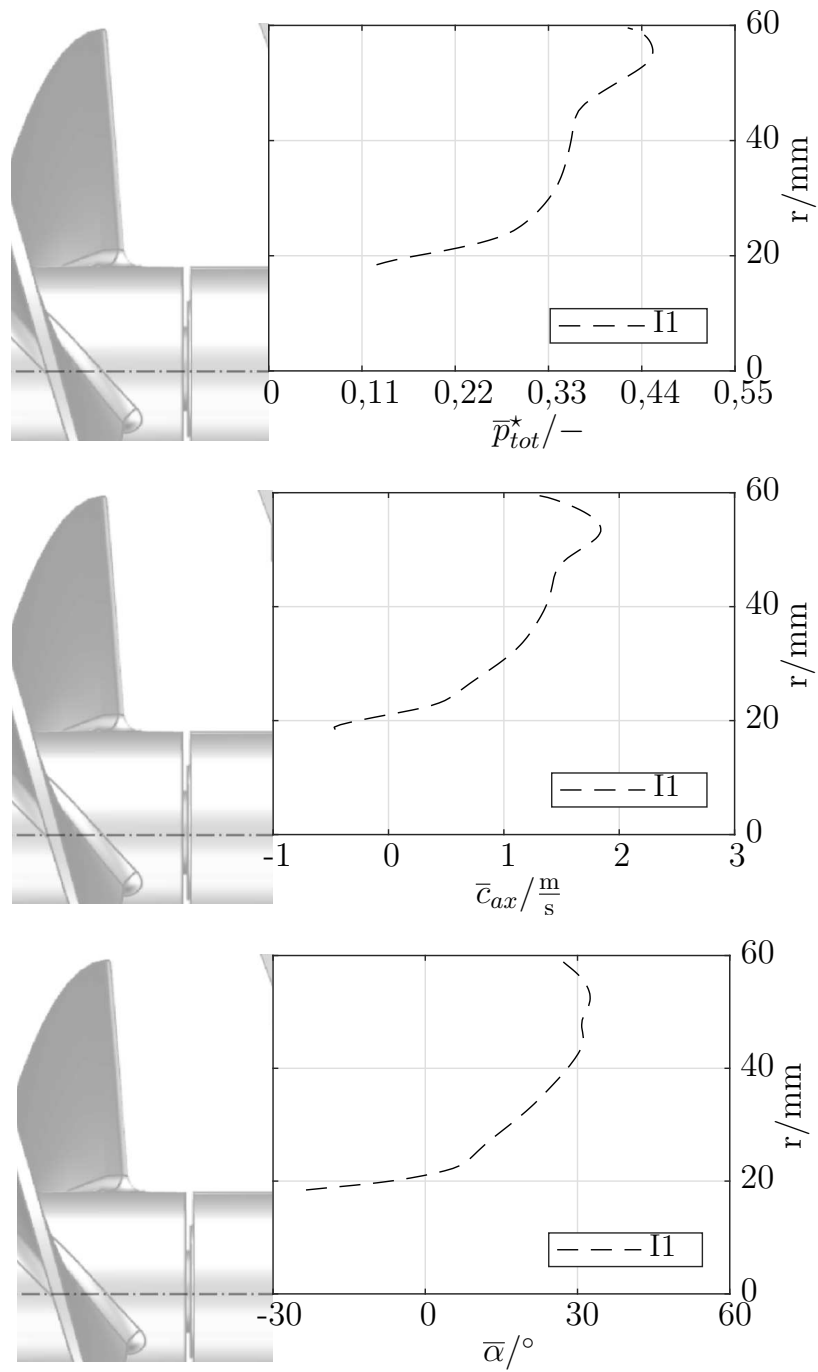


Abbildung 5.20:  $\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{\alpha}$  und  $\bar{c}_{ax}$  an E2, CFD |  $\varphi_{85}$ , I1

## Überlast

- Ablöselinien und singuläre Punkte, an der Nabe  
3D Verläufe der abgelösten Stromlinien, in der Schaufelpassage:  
| Abbildung 5.21

1/3, 2/3 und 3/3:

Bei Überlast ist keine Differenzierung der Ablösung in drei Bereiche notwendig. Aufgrund der kaum gestörten Strömung kommt es nur an den Übergängen von der Nabe zur Schaufel zu Ablösungen, die durch Ablöselinien ersichtlich sind. Stromauf verläuft die abgelöste Strömung in Richtung des Eintritts, nahe der Nabe und im radialen Abschnitt  $R1/3$  an der Druckseite der Schaufeln. Stromab verläuft die sich im vorderen Teil ablösende Strömung in Richtung des Austritts der Saugseite der Schaufeln im radialen Bereich  $R2/2$ . Sonstige abgelöste Strömungen verlaufen entlang der Saugseite im Bereich  $R1/3$  in Richtung des Austritts. Im Auslass orientiert sich die abgelöste Strömung aus Bereich 3/3 nahe der nicht rotierenden Nabe, die restlichen Strömungsanteile verteilen sich weitgehend gleichmäßig über den Radius.

- $\bar{p}_{tot}^*$ , an den Schaufeloberflächen:  
| Abbildung 5.21

Saugseite:

Auf der Saugseite der Schaufeln ist im Bereich der Vorderkante ein negativer Totaldruck gleichmäßig über den Radius von der Nabe zur Schaufelspitze verteilt. Im weiteren Verlauf ist nach  $\Delta\theta \approx 180^\circ$  eine Unterscheidung der Druckverteilung in  $R1/3$ ,  $R2/3$  und  $R3/3$  nötig. Ausgehend vom kleinsten Druck im Bereich  $R1/3$  steigt der Druck bis zum Bereich  $R3/3$  an.

Druckseite:

Nahe der Nabe ist der Druck minimal und in Nähe der Schaufelspitze ist er maximal. Sonst ist ein konstanter Druckbereich zu erkennen. Der mittlere Bereich ist dominierend beim Druckaufbau, da der maximale Druckaufbau nur in einem kleinen radialen Bereich stattfindet.

- Kernströmung und Geschwindigkeitskomponenten der Relativströmung im Strömungskanal des Inducers, an den Ebenen 1-6:  
| Abbildung 5.22

Umfangskomponente:

Von der Ebene 6 bis zur Ebene 1 zeigt sich eine rein positive Komponente der Relativströmung in Umfangsrichtung.

Axialkomponente:

Von Ebene 6 bis Ebene 1 zeigt sich eine rein positive axiale Komponente.

Radialkomponente:

An den Ebenen 6-1 ist die radiale Strömungskomponente äquivalent verteilt. Von der Mitte bis zur Druckseite der Schaufeln dominieren negative radiale Strömungskomponenten. Ausgehend von der Saugseite der Schaufeln bis zur Mitte sind positive Komponenten vorhanden.

Zusammenfassung:

Eine rein positive axiale und Umfangskomponente verdeutlicht eine Strömung in Richtung des Auslasses mit einer Orientierung zur Saugseite der Schaufeln. Sowohl die axiale Komponente als auch die Umfangskomponente und die radiale Komponente sind auf den Ebenen 6 bis 1 äquivalent verteilt.

- $\bar{c}_{ax}$  stromab vom Inducer, an den Ebenen 0 und 1:  
| Abbildung 5.22

An Ebene 1 und Ebene 0 kann keine negative axiale Strömung erkannt werden.

- $\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{c}_{ax}$  und  $\bar{\alpha}$ , an der Ebene E2, stromab vom Inducer:  
| Abbildung 5.23

$\bar{p}_{tot}^*$ :

Der maximale Druck stellt sich im Bereich der Schaufelspitze ein und der minimale an der Nabe. Dazwischen ist ein quasi konstanter Abfall in Richtung der Nabe mit einem geringen Gradienten beim Druckabfall zu erkennen.

$\bar{c}_{ax}$ :

Maximale axiale Geschwindigkeiten treten in der Nähe des Gehäuses auf und minimale an der Nabe. Nahe des Gehäuses kommt es zu einem starken Abfall an axialer Geschwindigkeit. Der Gradient des Abfalls der axialen Geschwindigkeit nimmt ausgehend vom Maximum in Richtung der Nabe zu und ist dort am größten.

$\bar{\alpha}$ :

Im radialen Bereich  $R2/2$  sind große Strömungswinkel dominant. Entlang des Radius sind in  $R2/2$  die Winkel nahezu konstant. Mit kleiner werdenden Radien fällt im Bereich  $R1/2$  der Wert des Strömungswinkels in Richtung der Nabe mit konstantem Gradienten. Der Strömungswinkel ist minimal an der Nabe, aber immer noch positiv.

Zusammenfassung:

Strömungen innerhalb der Schaufelpassage führen an der Ebene E2 zu dem folgenden Strömungszustand:

Die Druckverteilung entlang des Radius ist nahezu konstant mit einem Minimalwert an der Nabe und einem Maximalwert in der Höhe des Gehäuses.

Entlang des Radius herrschen große axiale Geschwindigkeiten, die äquivalent mit dem Totaldruck am Gehäuse maximal und an der Nabe minimal werden.

Der große Strömungswinkel bestätigt die axiale Orientierung der Strömung entlang der radialen Positionen. Die minimale Abnahme der axialen Geschwindigkeit

in  $R1/2$  ist durch die Abnahme des Strömungswinkels und die damit verbundene Steigerung der Umfangskomponente der Strömung zu erklären.

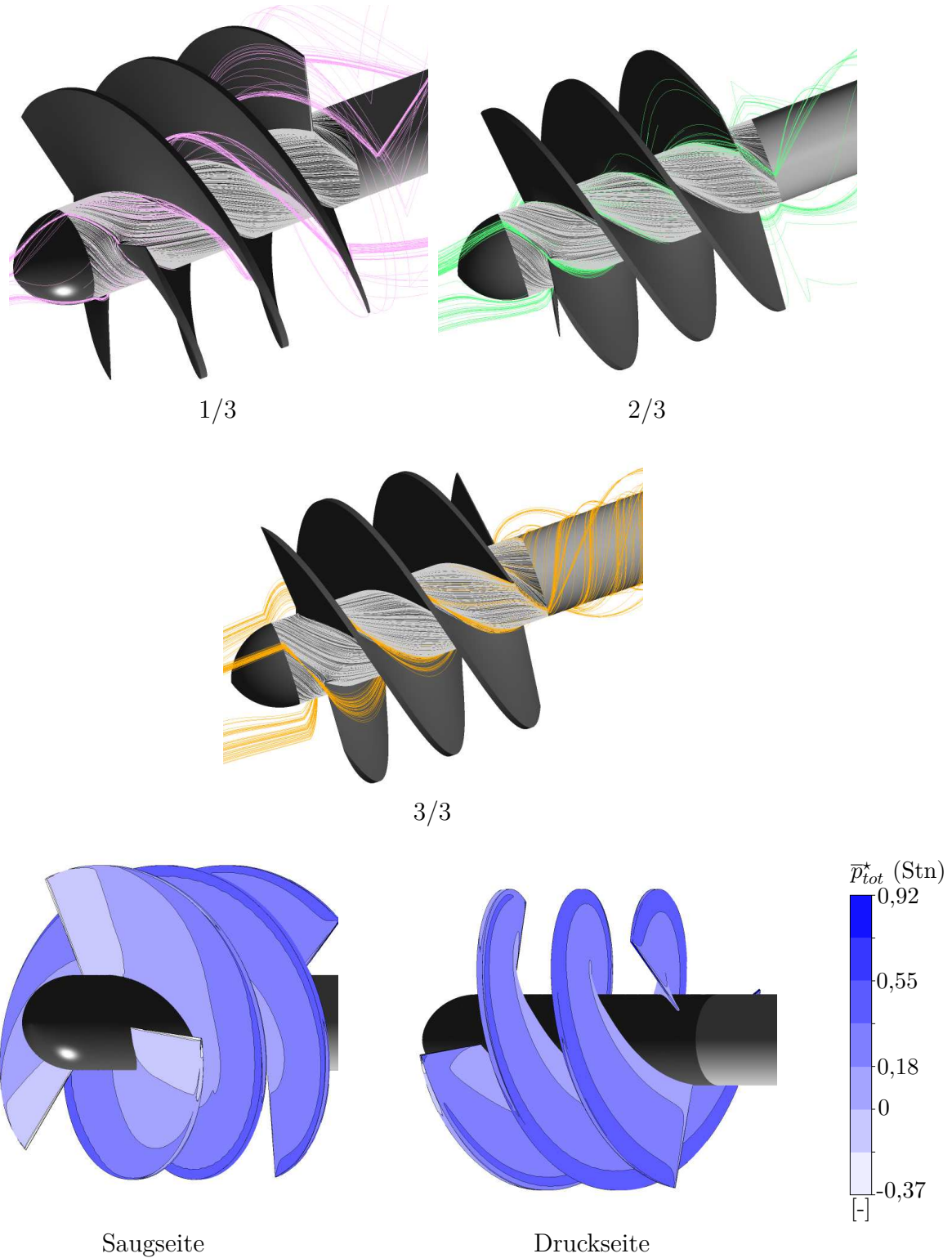


Abbildung 5.21: Stromlinien und Totaldruck an Schaufeln , CFD |  $\varphi_{120}$  , I1

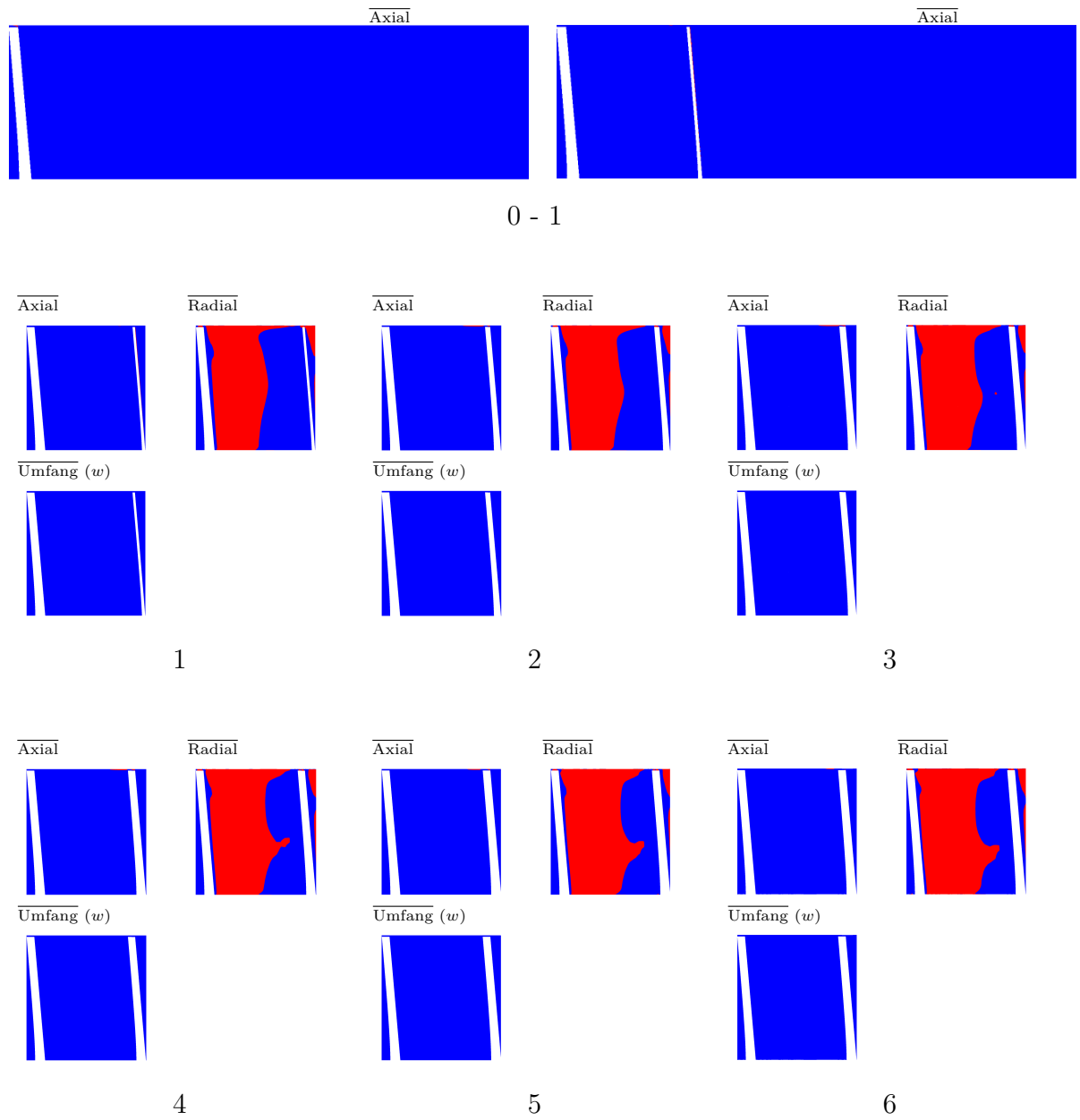
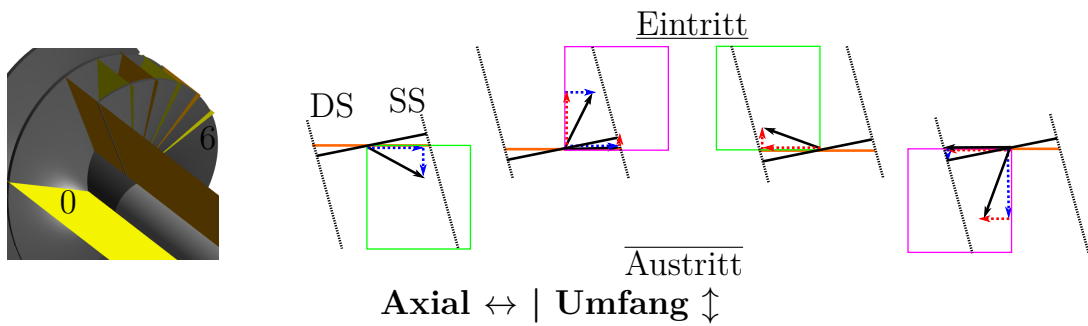
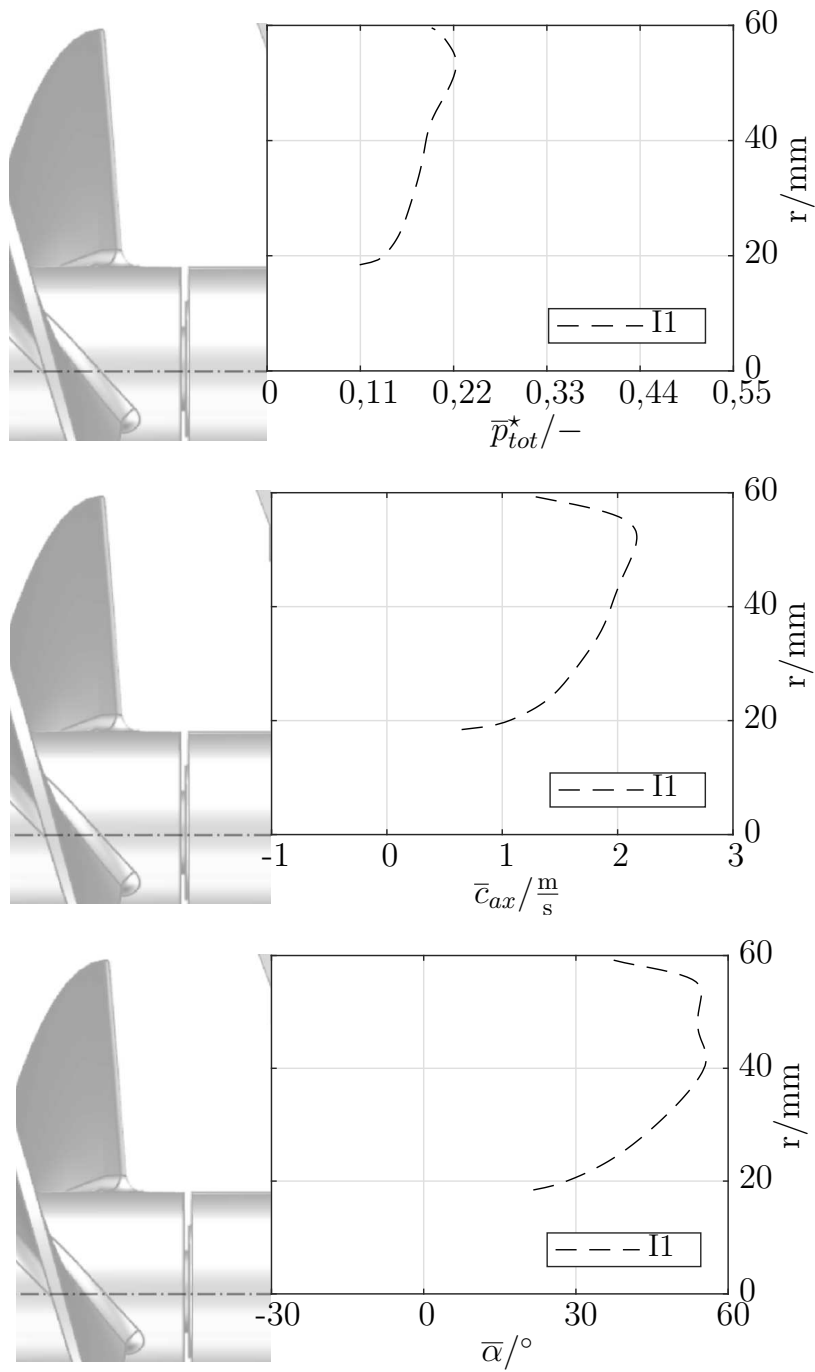


Abbildung 5.22: Ebenen , CFD |  $\varphi_{120}$  , I1



Abbildung 5.23:  $\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{\alpha}$  und  $\bar{c}_{ax}$  an E2, CFD |  $\varphi_{120}$ , I1



## 5.4 Analyse - I2

### Auslegungspunkt

- Ablöselinien und singuläre Punkte, an der Nabe  
3D Verläufe der abgelösten Stromlinien, in der Schaufelpassage:  
| Abbildung 5.24

1/3:

Die Strömung löst in der Schaufelpassage und in der Nähe der Saugseite der Schaufeln ab. In der Nähe der Schaufeln kommt es erst nach einem vollständigen Rückschnitt der Vorderkante zur Ablösung. Die abgelöste Strömung verläuft stromauf in der Einlaufstrecke in der Höhe der Mitte der Nase. Durch die Schaufelpassage orientiert sich die abgelöste Strömung stromab in Richtung des Austritts nahe der Saugseite der Schaufeln über den gesamten Radius. Im Anschluss an den Inducer ist in der Auslaufstrecke eine nahezu einheitliche radiale Verteilung der Strömung zu erkennen.

2/3:

An der Nabe entstehen Ablöselinien in der Nähe der Saug- und der Druckseite der Schaufeln, entlang des ganzen Bereiches 2/3. Die sich druckseitig ablösende Strömung verläuft stromauf in Richtung des Eintritts entlang der Druckseite der Schaufeln im radialen Bereich  $R1/3$ . Auch sind Stromlinien der in der Nähe der Druckseite abgelösten Strömung auf der Schaufeloberfläche zu erkennen, die stromab in Richtung des Austritts verlaufen. Sie orientieren sich radial im Bereich  $R1/2$ . Die saugseitig ablösende Strömung verläuft entlang der Saugseite der Schaufeln stromab in Richtung des Austritts am äußeren Bereich  $R3/3$  des Radius. In der Auslaufstrecke ist die abgelöste Strömung gleichmäßig über den Radius verteilt.

3/3:

Im Bereich des Austritts sind an der Nabe mehrere Ablöselinien ersichtlich. Die sich hier ablösende Strömung verläuft stromauf in Richtung des Eintritts an der Druckseite der Schaufeln im radialen Bereich  $R1/3$ . Stromab verlässt die abgelöste Strömung die Schaufelpassage auf der Saug- und der Druckseite der Schaufeln im Bereich  $R1/3$ . In der Auslaufstrecke orientiert sich die Strömung im radialen Bereich  $R1/3$ . Am Übergang von rotierender und stehender Nabe kommt es zu einem Gebiet mit einer ausgeprägten Umfangskomponente.

- $\bar{p}_{tot}^*$ , an den Schaufeloberflächen:  
| Abbildung 5.24

Saugseite:

Auf der Saugseite der Schaufeln ist im Bereich der Vorderkante ein geringer Totaldruck über den Radius von der Nabe zur Schaufelspitze verteilt. Ein minimaler Druck ist an der Schaufelspitze der zurückgeschnittenen Vorderkante zu erkennen. Nach  $\Delta\theta \approx 180^\circ$  ist ab der Höhe der Nabe der Schaufelvorderkante eine Unterscheidung der Druckverteilung in  $R1/2$  und  $R2/2$  nötig. Der Totaldruck im Bereich  $R1/2$  fällt verglichen mit dem Druck in  $R2/2$  geringer aus.

Druckseite:

Der radiale Bereich  $R2/2$  des Inducers dominiert beim Druckaufbau. Am äußeren Bereich ist in der Nähe der Schaufelspitze der Totaldruck am größten. Im Bereich  $R1/2$  ist der Totaldruck konstant.

- Kernströmung und Geschwindigkeitskomponenten der Relativströmung im Strömungskanal des Inducers, an den Ebenen 1-6:  
| Abbildung 5.25

Umfangskomponente:

An Ebene 6 ist im Bereich der Nabe ein kleiner Bereich mit negativer Umfangskomponente in der Mitte und geringer radialer Ausprägung ersichtlich. In Richtung des Austritts nimmt dieser Bereich von der Ebene 6 bis zur Ebene 1 ab. An den Ebenen 2 und 1 ist kein Bereich mit negativer Umfangskomponente zu erkennen.

Axialkomponente:

Auf den Ebenen 6, 3 und 2 sind keine negativen axialen Komponenten der Relativströmung zu erkennen. An den Ebenen 5 und 4 sind nahe der Saugseite marginale Bereiche an der Nabe mit negativer axialen Komponente festzustellen.

An Ebene 1 ist, nahe der Nabe und der Druckseite der Schaufeln ein kleiner Bereich mit negativer axialer Komponente vorhanden.

Radialkomponente:

In der Nähe der Druckseite ist die radiale Komponente der Strömung negativ orientiert. An der Saugseite ist sie vorwiegend positiv orientiert. In der Nähe der Schaufel und in Höhe der Nabe zeigt sich in der Nähe der Saugseite ein Gebiet mit negativer radialer Komponente. Ausgehend von der Ebene 6 in Richtung von Ebene 1 nimmt dieses Gebiet mit negativer Komponente in seiner Ausprägung zu.

Zusammenfassung:

Im Bereich der Nabe kommt es in der Mitte der Schaufeln zu einer Rückströmung in der Schaufelpassage an den Ebenen 6-4. Unter Einbezug der axialen Strömungskomponente ist zu erkennen, dass die Rückströmung in Richtung der Saugseite der Schaufeln orientiert ist. Für die radiale Komponente der Strömung zeigt sich eine homogene Verteilung der Richtungskomponenten in der Nähe der Saug- und der

Druckseite der Schaufeln. Nur an der Saugseite zeigt sich ein Wechsel des Vorzeichens im Bereich der Nabe.

- $\bar{c}_{ax}$  stromab vom Inducer, an den Ebenen 0 und 1:  
| Abbildung 5.25

Die axiale Strömungsrichtung auf den Auslaufstrecken von Ebene 1 und Ebene 0 zeigt einen axial und radial nicht ausgeprägten Bereich mit Rückströmung. Für die Ebene 0 ist keine Rückströmung im Auslauf zu erkennen, die negative axiale Komponente befindet sich innerhalb des rotierenden Inducers.

- $\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{c}_{ax}$  und  $\bar{\alpha}$ , an der Ebene E2, stromab vom Inducer:  
| Abbildung 5.32

$\bar{p}_{tot}^*$ :

In Bereich  $R3/3$  stellt sich der maximale Druck ein. Ein über den Radius konstanter Abfall des Druckwerts stellt sich im Bereich  $R2/3$  ein. In Bereich  $R1/3$  sinkt der Druck mit einem zunehmenden Gradienten für den Druckabfall in Richtung der Nabe. An der Nabe selbst ist der Druck minimal.

$\bar{c}_{ax}$ :

Maximale Geschwindigkeiten treten im Bereich  $R3/3$  auf und minimale Werte an der Nabe. Nahe der Nabe sind negative Geschwindigkeitswerte zu erkennen. Nach den Maxima ist der Gradient des Abfalls der axialen Geschwindigkeit mit abnehmendem Radius nahezu konstant. Nahe der Nabe steigt der Gradient an.

$\bar{\alpha}$ :

Im radialen Bereich  $R2/2$  sind große Strömungswinkel dominierend. Mit kleiner werdendem Radius fällt im Bereich  $R1/2$  der Wert des Strömungswinkels in Richtung der Nabe mit einem konstanten Gradienten. Der Strömungswinkel ist an der Nabe minimal und negativ.

Zusammenfassung:

Strömungen innerhalb der Schaufelpassage führen an Ebene E2 zu dem folgenden Strömungszustand:

Die Druckverteilung ist im Bereich  $R2/2$  dominierend. Im Bereich  $R1/2$  kommt es zu einer stetigen Abnahme des Totaldrucks.

Geringe axiale Geschwindigkeiten in Bereich  $R1/2$  führen zu einem Anstieg der axialen Geschwindigkeit im Bereich  $R2/2$ .

Der große Strömungswinkel bestätigt die axiale Orientierung der Strömung im Bereich  $R2/2$ . Die Abnahme der axialen Geschwindigkeit und die Zunahme der Umfangskomponente der Strömungsrichtung in  $R1/2$  werden durch die Abnahme des Strömungswinkels bestätigt.

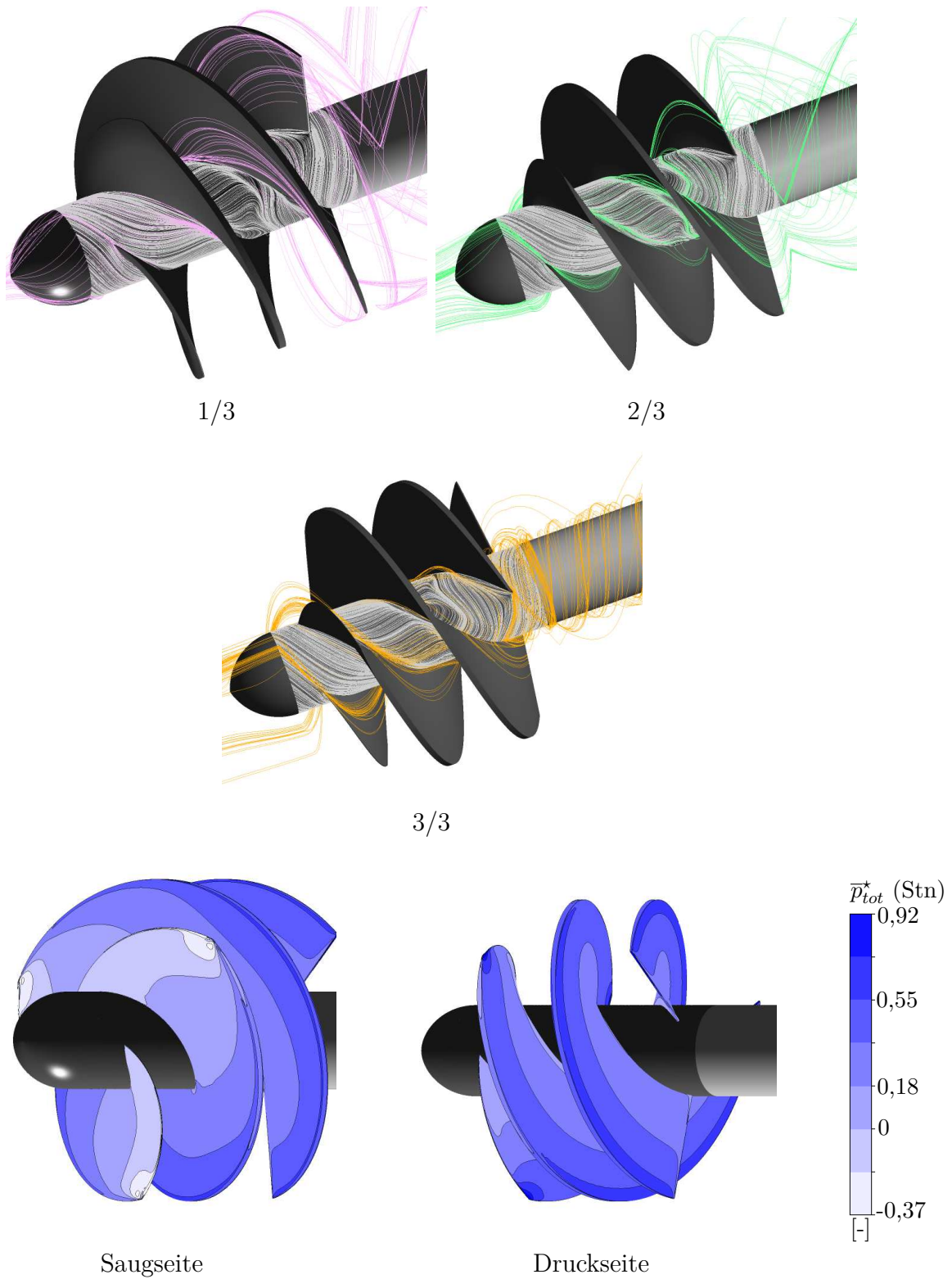


Abbildung 5.24: Stromlinien und Totaldruck an Schaufeln , CFD |  $\varphi_{dp}$  , I2

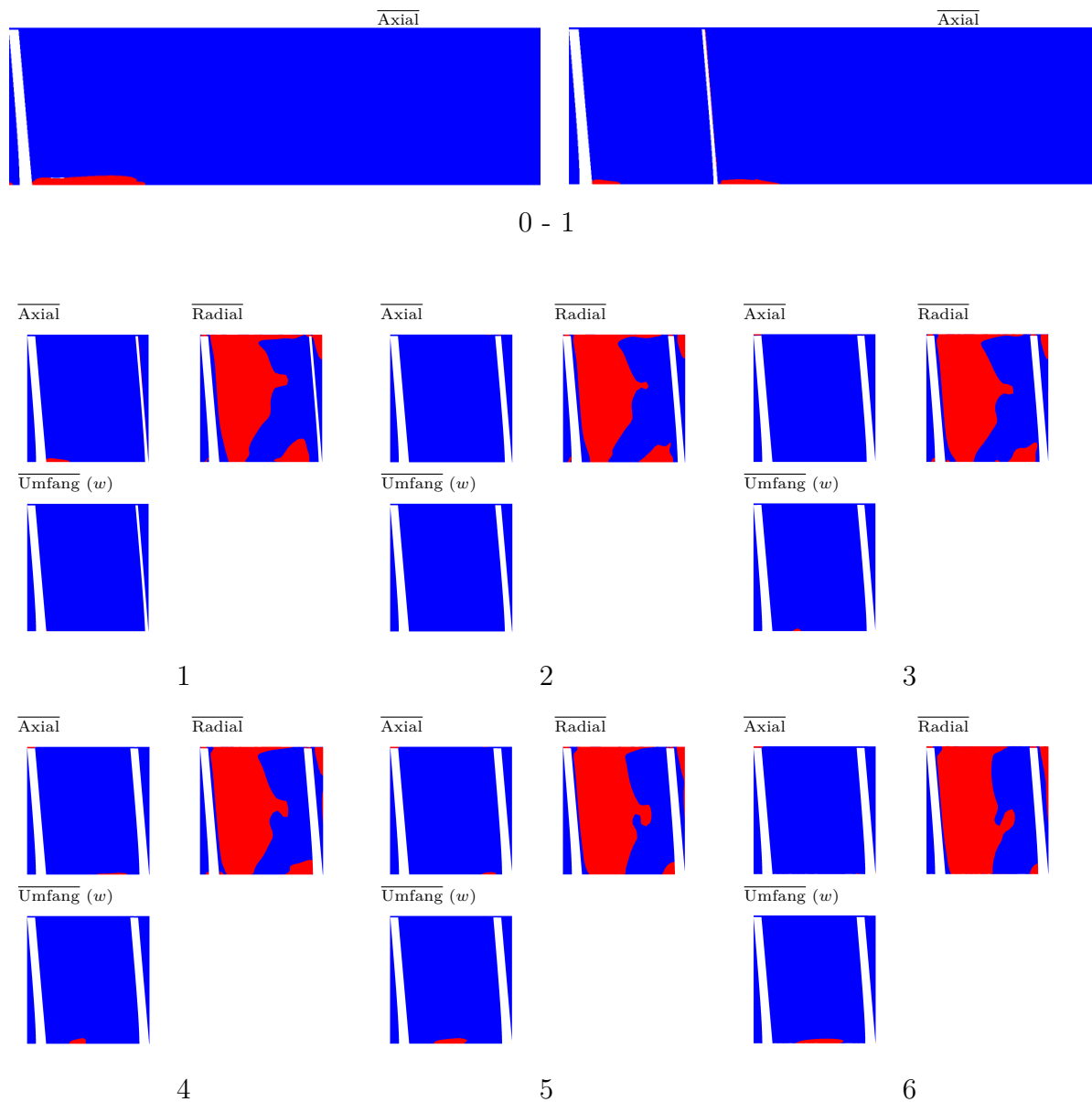
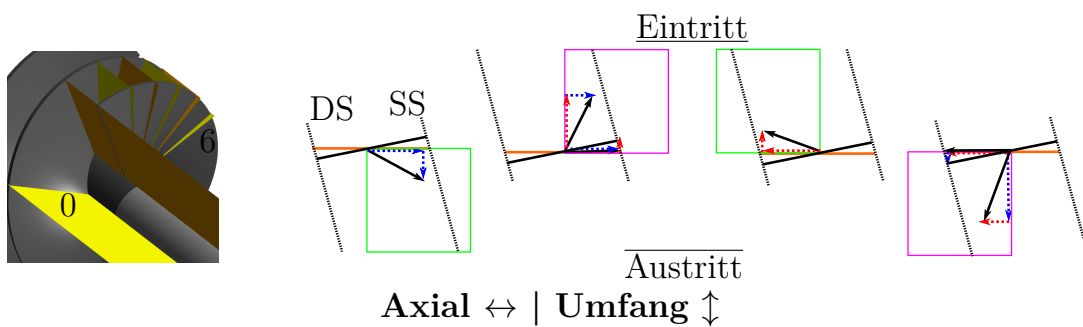
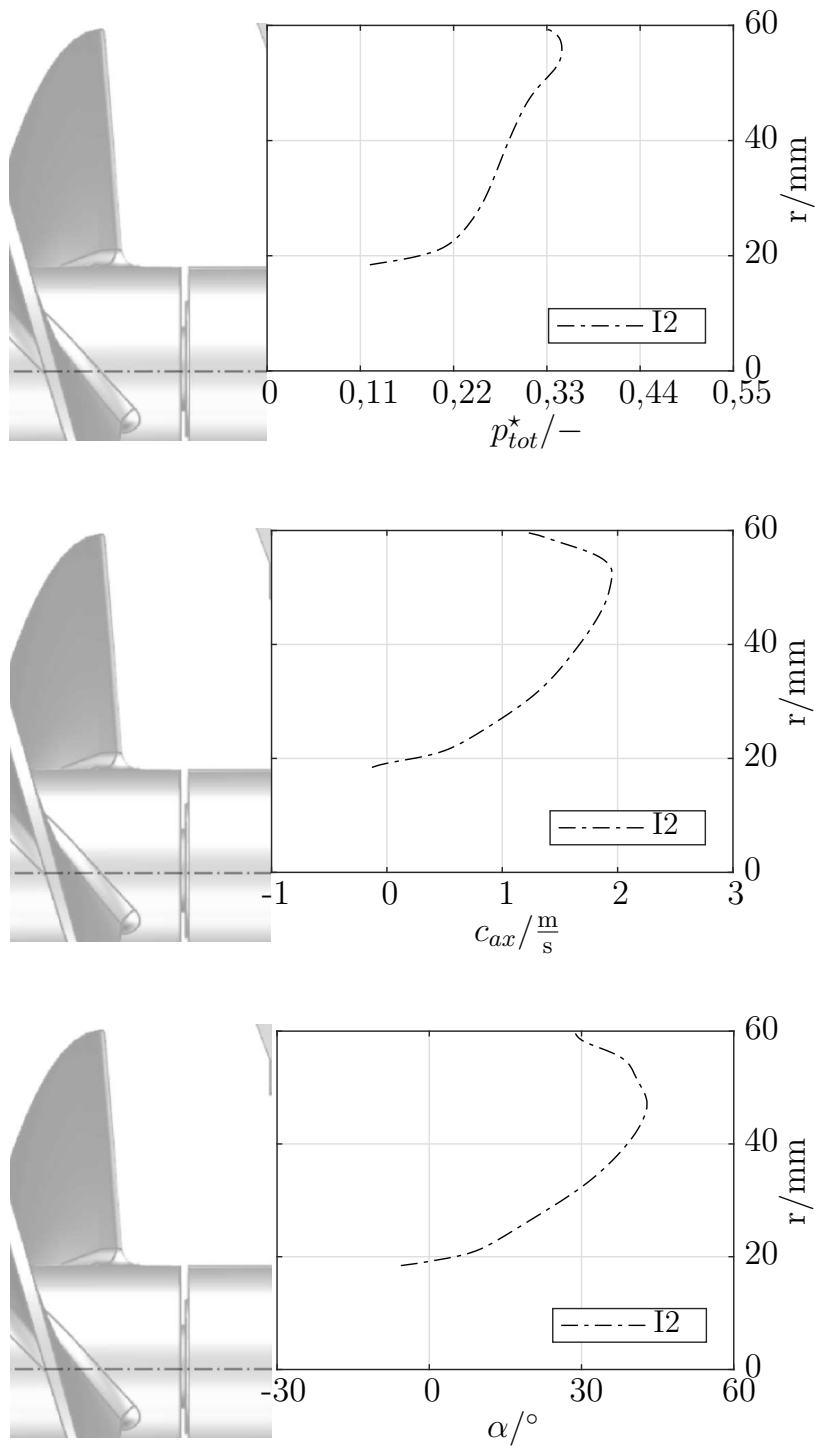


Abbildung 5.25: Ebenen , CFD |  $\varphi_{dp}$  , I2



Abbildung 5.26:  $\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{\alpha}$  und  $\bar{c}_{ax}$  an E2, CFD |  $\varphi_{dp}$ , I2 I1

## Teillast

- Ablöselinien und singuläre Punkte, an der Nabe  
3D Verläufe der abgelösten Stromlinien, in der Schaufelpassage:  
| Abbildung 5.27

1/3:

Die Strömung löst in der Schaufelpassage an Ablöselinien ab. Erst nach dem vollständigen Rückschnitt der Vorderkante kommt es auch in der Nähe der Saugseite der Schaufeln zu Ablösung. Durch die Schaufelpassage orientiert sich die abgelöste Strömung stromab in Richtung des Austritts nahe der Saugseite der Schaufeln. Radial verteilt sind diese Strömungsanteile im Bereich  $R1/2$ . Die abgelöste Strömung verläuft stromauf in der Einlaufstrecke in der Höhe der Mitte der Nase. Im Anschluss an den Inducer ist in der Auslaufstrecke eine nahezu radial einheitlich verteilte Strömung zu erkennen.

2/3:

An der Nabe entstehen Ablöselinien entlang des gesamten Bereiches. Die Ablösung ist durch singuläre Punkte und Ablöselinien erkennbar. Die ablösende Strömung verläuft stromauf in Richtung des Eintritts und entlang der Druckseite der Schaufeln in der Höhe der Nabe. Entlang der Saugseite verläuft die ablösende Strömung stromab in Richtung des Austritts, am inneren Bereich  $R1/2$  des Radius. In der Auslaufstrecke ist die abgelöste Strömung in Bereich  $R1/2$  konzentriert.

3/3:

Im Bereich des Austritts sind ebenfalls an der Nabe mehrere Ablöselinien ersichtlich. Die sich hier ablösende Strömung verläuft stromauf in Richtung des Eintritts durch die Schaufelpassage und geht in die Einlaufstrecke an der Druckseite der Schaufeln in den Bereich  $R2/3$  über. Stromab verlässt die abgelöste Strömung die Schaufelpassage im Bereich  $R1/3$  nahe der Nabe. In der Auslaufstrecke orientiert sich die Strömung in der Nähe des nicht rotierenden Teils der Nabe.

- $\bar{p}_{tot}^*$ , an den Schaufeloberflächen:  
| Abbildung 5.27

Saugseite:

Ein minimaler Druck ist an der Schaufelspitze der zurückgeschnittenen Vorderkante zu erkennen. Sonst ist im Bereich der Vorderkante auf der Saugseite ein konstant negativer Totaldruck über den Radius von der Nabe zum Gehäuse verteilt ersichtlich. Startend in der Höhe der Nabe der Schaufelvorderkante ist nach  $\Delta\theta \approx 360^\circ$  eine Unterscheidung der Druckverteilung in  $R1/3$ ,  $R2/3$  und  $R3/3$  nötig. Im Bereich  $R1/3$  ist der Druck am geringsten und in  $R3/3$  fällt er am größten aus.

Druckseite:

Auf der Druckseite ist eine Unterteilung in drei Bereiche notwendig. Unterteilt wird die radiale Richtung in die Bereiche  $R1/3$ ,  $R2/3$  und  $R3/3$ . Der geringste Totaldruck ist in  $R1/3$  vorhanden. Der Druck steigt in den Bereichen  $R2/3$  und  $R3/3$ , wo er maximal ist. Der radiale Bereich  $R3/3$  des Inducers dominiert beim Druckaufbau.

- Kernströmung und Geschwindigkeitskomponenten der Relativströmung im Strömungskanal des Inducers, an den Ebenen 1-6:  
| Abbildung 5.28

Umfangskomponente:

An der Ebene 6 bis zur Ebene 1 zeigt sich ein Bereich mit negativer Umfangskomponente nahe der Druckseite mit einer prägnanten radialen Ausprägung. Bei den Ebene 6 bis 4 liegt dieser Bereich an der Nabe an, in den Ebenen 3-1 ist der Bereich von der Nabe losgelöst. Ebenfalls zeigt sich ein Gebiet mit negativer Umfangskomponente in der Nähe der Saugseite bei den Ebenen 1-3. Bei den restlichen Bereichen der Ebenen sind nur positive Umfangskomponenten vorhanden.

Axialkomponente:

Bei den Ebene 6 bis 4 zeigt sich ein Bereich mit negativer axialer Komponente in der Nähe der Nabe von der Saugseite bis zur Druckseite. Bei der Ebene 3 und Ebene 2 nehmen diese Bereiche in ihrer radialen Ausprägung ab. Bei Ebene 1 kommt es wieder zu einer Zunahme der radialen Ausprägung, speziell im Bereich der Saugseite an der Nabe. Bei den restlichen Bereichen der Ebenen sind nur positive axiale Komponenten der Relativströmung vorhanden.

Radialkomponente:

Bei den Ebenen 6-1 ist die radiale Strömungskomponente inhomogen über die Ebenen verteilt. Die inhomogene Durchmischung der positiven und negativen Richtungskomponente nimmt in Richtung des Austritts, also von der Ebene 6 zur Ebene 1, zu. Auf der Druckseite dominieren negative und auf der Saugseite positive Komponenten.

Zusammenfassung:

Im Bereich der Mitte und auf der Druckseite kommt es zu Rückströmungen, die eine markante radiale Ausprägung besitzen. In kombinierter Betrachtung mit der axialen Strömungskomponente ist zu erkennen, dass die Rückströmung eine Orientierung zur Druck- und zur Saugseite der Schaufeln besitzen. Eine weitgehend inhomogene Verteilung der radialen Strömungskomponente lässt auf allen Ebenen auf eine unruhige Strömung schließen.



- $\bar{c}_{ax}$  stromab vom Inducer, an den Ebenen 0 und 1:  
| Abbildung 5.28

Die axiale Strömungsrichtung auf den Auslaufstrecken bei den Ebenen 1 und 0 zeigt minimale und nicht stark ausgeprägte negative axiale Komponenten im Bereich der Nabe.

- $\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{c}_{ax}$  und  $\bar{\alpha}$ , an der Ebene E2, stromab vom Inducer:  
| Abbildung 5.29

$\bar{p}_{tot}^*$ :

Der maximale Druck stellt sich im Bereich  $R3/3$  nahe dem Gehäuse ein. Im Bereich  $R2/3$  kommt es zu einem leichten Abfall des Drucks in Richtung der Nabe. Im Bereich  $R1/3$  sinkt der Druck weiter mit einem größeren Gradienten für den Druckabfall in Richtung des Radius. Nahe der Nabe nimmt der Gradient des Druckabfalls stark zu und der Druckwert ist an der Nabe minimal.

$\bar{c}_{ax}$ :

Maximale Geschwindigkeiten treten im Bereich  $R3/3$  in der Nähe des Gehäuses auf und minimale Werte an der Nabe. Der Gradient des Abfalls der axialen Geschwindigkeit ist nahezu äquivalent zu dem des Totaldruckverlaufs im Bereich  $R1/3$ . Nahe der Nabe sind ausgeprägte negative Geschwindigkeitswerte zu erkennen und ein stark ausgeprägter Gradient.

$\bar{\alpha}$ :

Im radialen Bereich  $R2/2$  sind große Strömungswinkel vorherrschend. Über den Radius sind in  $R2/2$  die Winkel nahezu konstant, nur in der Nähe des Gehäuses nehmen sie ab. Mit kleiner werdendem Radius fällt im Bereich  $R1/2$  der Wert des Strömungswinkels in Richtung der Nabe ab. Der Strömungswinkel ist an der Nabe minimal und negativ. Der Gradient des Abfalls des Strömungswinkels ist nahe der Nabe am größten.

Zusammenfassung:

Strömungen innerhalb der Schaufelpassage führen an der Ebene E2 zum folgenden Strömungszustand:

Die Druckverteilung ist im Bereich  $R3/3$  in der Nähe des Gehäuses dominierend. Im Bereich  $R2/3$  ist ein konstanter Druck vorhanden und im Bereich  $R1/3$  kommt es zu einer stetigen Abnahme des Totaldrucks.

Geringe axiale Geschwindigkeiten in Bereich  $R1/2$  führen zu einem Anstieg der axialen Geschwindigkeit im Bereich  $R2/2$ .

Der große Strömungswinkel bestätigt die axiale Orientierung der Strömung im Bereich  $R2/2$ . Die Abnahme der axialen Geschwindigkeit und Zunahme der Umfangskomponente in  $R1/2$  ist durch die Abnahme des Strömungswinkels verdeutlicht.

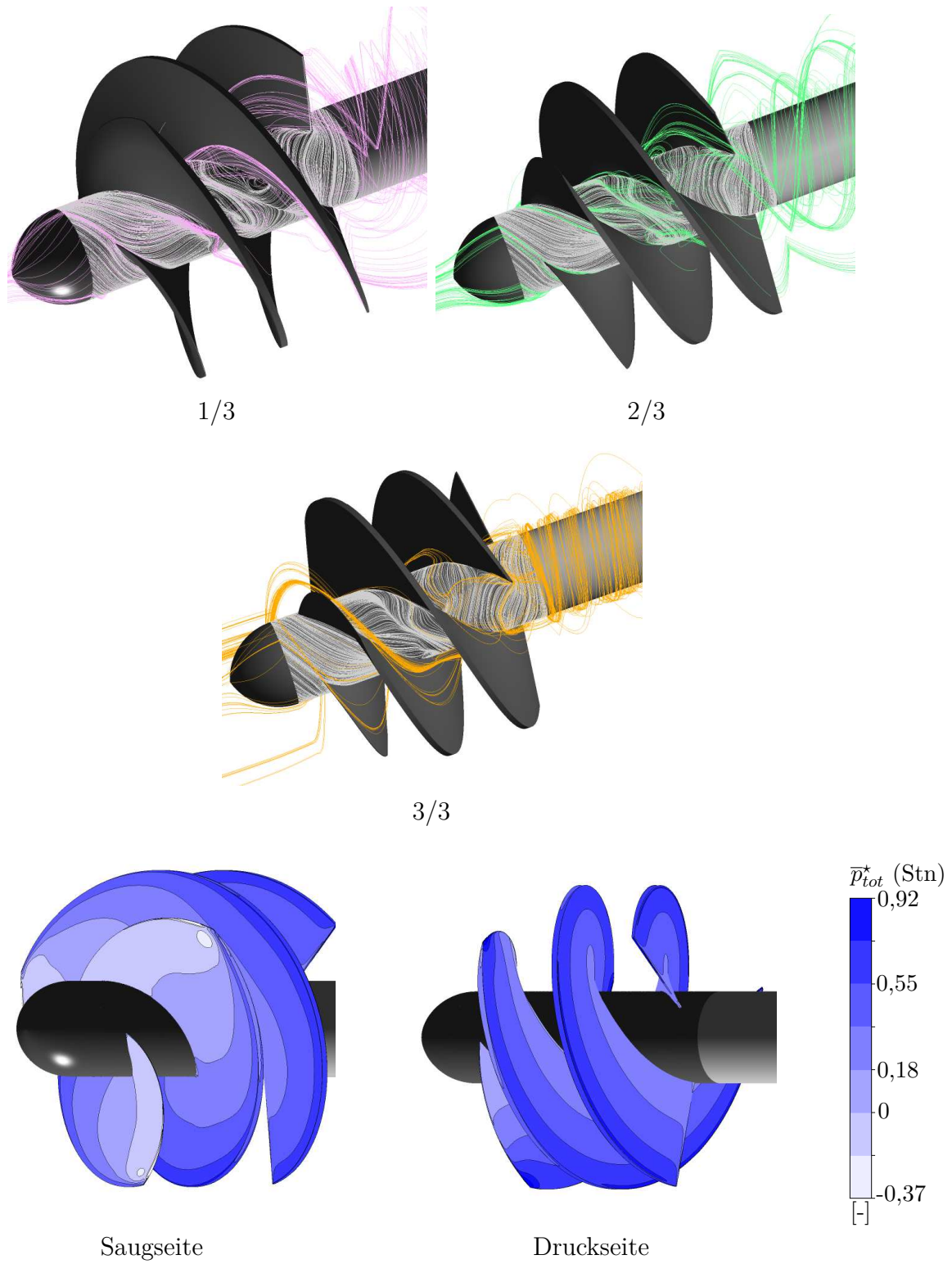


Abbildung 5.27: Stromlinien und Totaldruck an Schaufeln , CFD |  $\varphi_{85}$  , I2

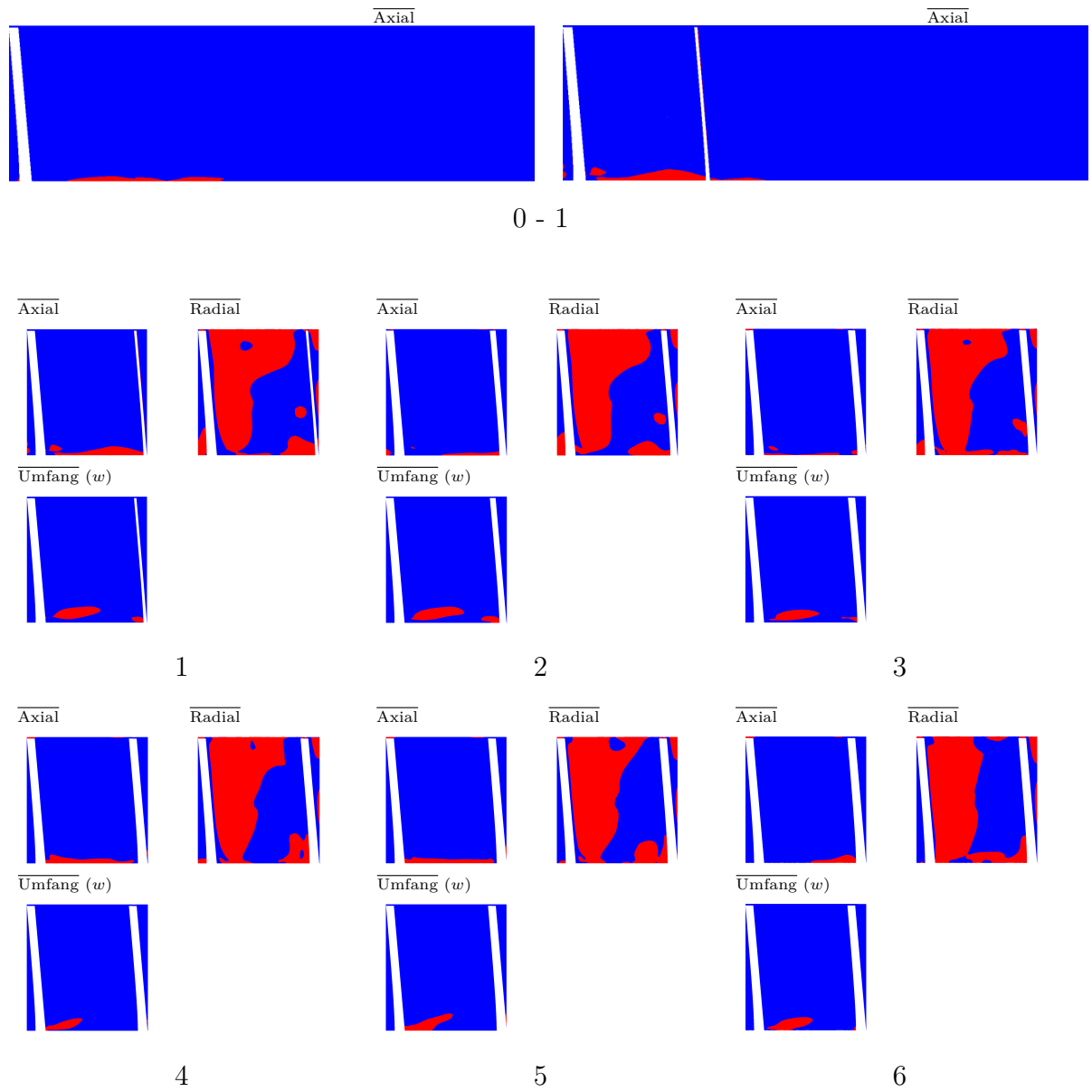
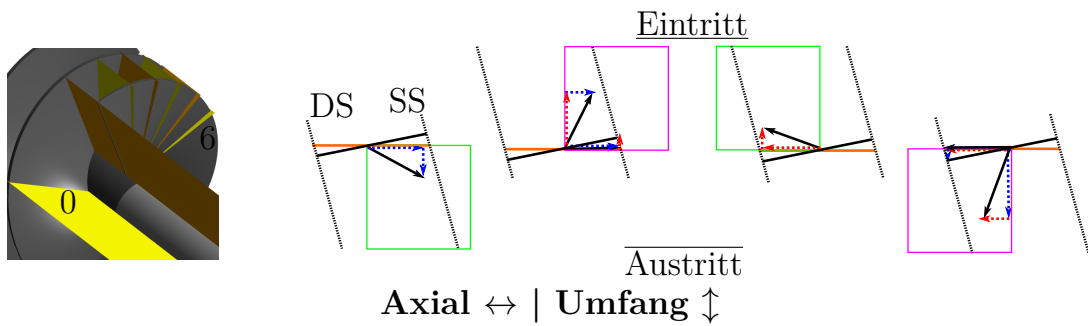


Abbildung 5.28: Ebenen , CFD |  $\varphi_{85}$  , I2



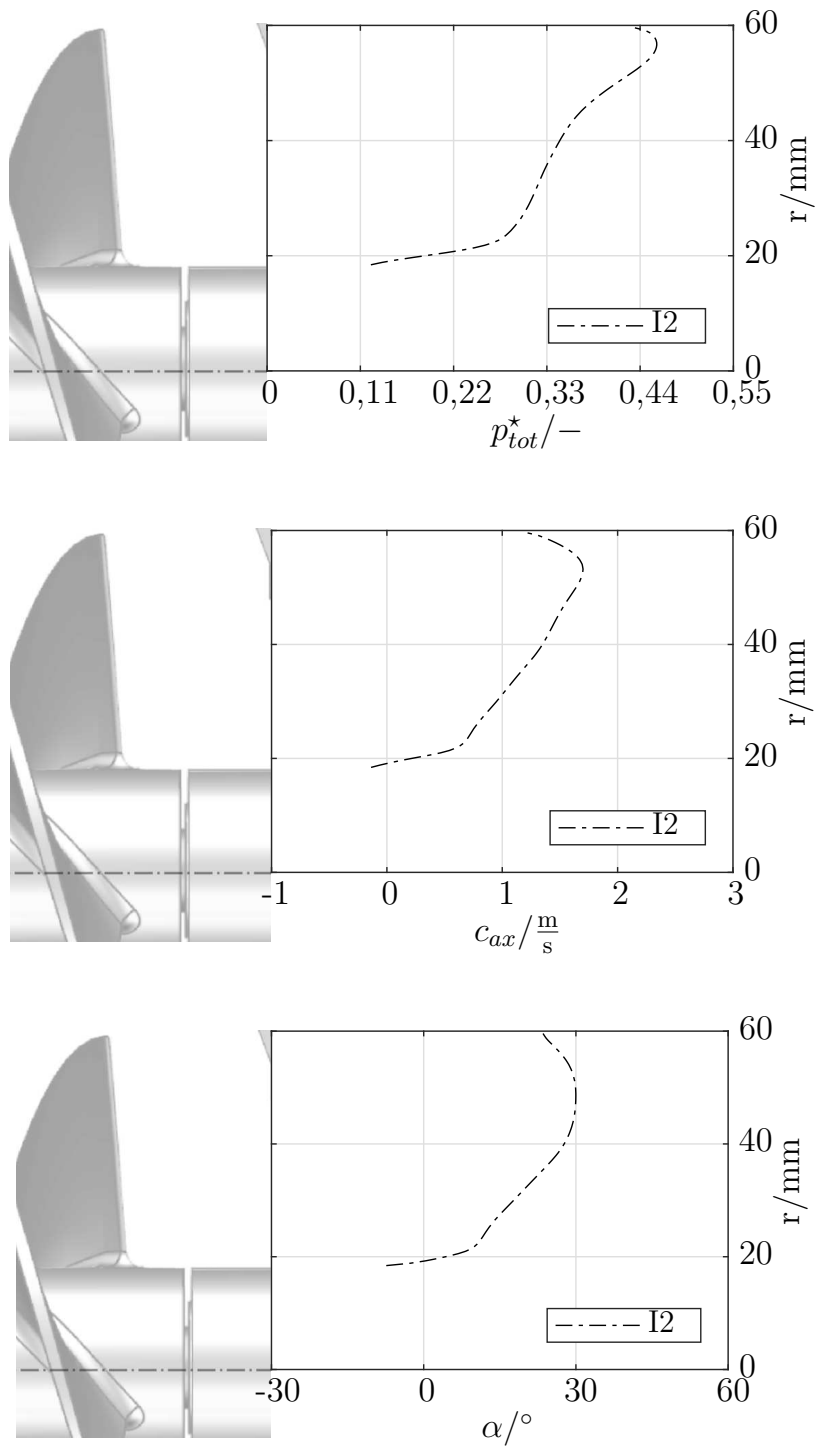


Abbildung 5.29:  $\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{\alpha}$  und  $\bar{c}_{ax}$  an E2, CFD |  $\varphi_{85}$ , I2

## Überlast

- Ablöselinien und singuläre Punkte, an der Nabe  
3D Verläufe der abgelösten Stromlinien, in der Schaufelpassage:  
| Abbildung 5.30

1/3, 2/3 und 3/3:

Aufgrund der kaum gestörten Strömung kommt es nur an den Übergängen von der Nabe zur Schaufel zu Ablöselinien. Bei Überlast ist keine Differenzierung der Ablösung in drei Bereiche notwendig.

Stromauf verläuft die abgelöste Strömung in Richtung des Eintritts nahe der Nabe und im radialen Abschnitt  $R1/3$  der Druckseite.

Stromabverläuft die sich im vorderen teil ablösende Strömung in Richtung des Austritts auf der Saugseite der Schaufeln im radialen Bereich  $R2/2$ . Die in Bereich  $2/3$  ablösende Strömung verläuft Stromab an der Saugseite im Bereich  $R1/2$ . Die in Bereich  $3/3$  ablösende Strömung orientiert sich nahe der nicht rotierenden Nabe.

- $\bar{p}_{tot}^*$ , an den Schaufeloberflächen:  
| Abbildung 5.30

Saugseite:

Auf der Saugseite der Schaufeln ist im Bereich der Vorderkante ein negativer Totaldruck gleichmäßig über den Radius von der Nabe zur Schaufelspitze verteilt mit einem minimalen Wert an der Schaufelspitze der zurückgeschnittenen Vorderkante. Im weiteren Verlauf ist nach  $\Delta\theta \approx 360^\circ$  eine Unterscheidung der Druckverteilung in  $R1/3$ ,  $R2/3$  und  $R3/3$  nötig. Ausgehend vom kleinsten Druck im Bereich  $R1/3$  steigt der Druck bis Bereich  $R3/3$ .

Druckseite:

Nahe der Nabe ist der Druck minimal und in der Nähe der Schaufelspitze ist er maximal. Im restlichen radialen Bereich ist ein konstanter Druckbereich zu erkennen. Der mittlere Bereich ist dominierend beim Druckaufbau, da der maximale Druckaufbau nur in einem kleinen radialen Bereich stattfindet.

- Kernströmung und Geschwindigkeitskomponenten der Relativströmung im Strömungskanal des Inducers, an den Ebenen 1-6:  
| Abbildung 5.31

Umfangskomponente:

Von der Ebene 6 bis zur Ebene 1 zeigt sich eine rein positive Komponente der Relativströmung in Umfangsrichtung.

Axialkomponente:

Von der Ebene 6 bis zur Ebene 1 zeigt sich eine rein positive axiale Komponente.

Radialkomponente:

Ausgehend von der Saugseite der Schaufeln bis zur Mitte sind positive radiale Komponenten vorhanden. Von der Mitte bis zur Druckseite der Schaufeln dominieren negative radiale Strömungskomponenten. An den Ebenen 6-1 ist die radiale Strömungskomponente äquivalent verteilt.

Zusammenfassung:

Sowohl die axiale Komponente, die Umfangskomponente als auch die radiale Komponente sind von der Ebene 6 bis zur Ebene 1 äquivalent verteilt. Eine Beschränkung auf eine positive axiale Komponente und eine Umfangskomponente verdeutlicht eine Strömung in Richtung des Auslasses mit einer Orientierung zur Saugseite der Schaufeln.

- $\bar{c}_{ax}$  stromab vom Inducer, an den Ebenen 0 und 1:  
| Abbildung 5.31

An den Ebene 1 und 0 kann keine negative axiale Strömung erkannt werden.

- $\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{c}_{ax}$  und  $\bar{\alpha}$ , an der Ebene E2, stromab vom Inducer:  
| Abbildung 5.32

$\bar{p}_{tot}^*$ :

Der maximale Druck stellt sich im Bereich der Schaufelspitze ein und der minimale Druck an der Nabe. Dazwischen ist ein nahezu konstanter Druck mit minimalem Abfall in Richtung der Nabe zu erkennen.

$\bar{c}_{ax}$ :

Maximale axiale Geschwindigkeiten treten in der Nähe des Gehäuses auf und minimale an der Nabe. In der Nähe des Gehäuses kommt es zu einem starken Abfall der axialen Geschwindigkeit. Der Gradient des Abfalls der axialen Geschwindigkeit nimmt ausgehend vom Maximum in Richtung der Nabe zu und ist dort am größten.

$\bar{\alpha}$ :

Im radialen Bereich  $R2/2$  sind große Strömungswinkel dominant. Entlang des Radius sind in  $R2/2$  die Winkel nahezu konstant. Mit kleiner werdenden Radien fällt im Bereich  $R1/2$  der Wert des Strömungswinkels in Richtung der Nabe mit einem konstanten Gradienten. Der Strömungswinkel ist minimal an der Nabe, aber immer noch positiv.

Zusammenfassung:

Die Strömungen innerhalb der Schaufelpassage führen an der Ebene E2 zum folgenden Strömungszustand:

Die Druckverteilung entlang des Radius ist nahezu konstant mit einem Minimalwert an der Nabe und einem Maximalwert in der Höhe des Gehäuses.

Entlang des Radius herrschen große axiale Geschwindigkeiten, die äquivalent gegenüber dem Totaldruck am Gehäuse maximal und an der Nabe minimal werden. Der große Strömungswinkel bestätigt die axiale Orientierung der Strömung entlang der radialen Positionen. Die minimale Abnahme der axialen Geschwindigkeit in  $R1/2$  lässt sich durch die Abnahme des Strömungswinkels und die damit verbundene Steigerung der Umfangskomponente der Strömung erklären.

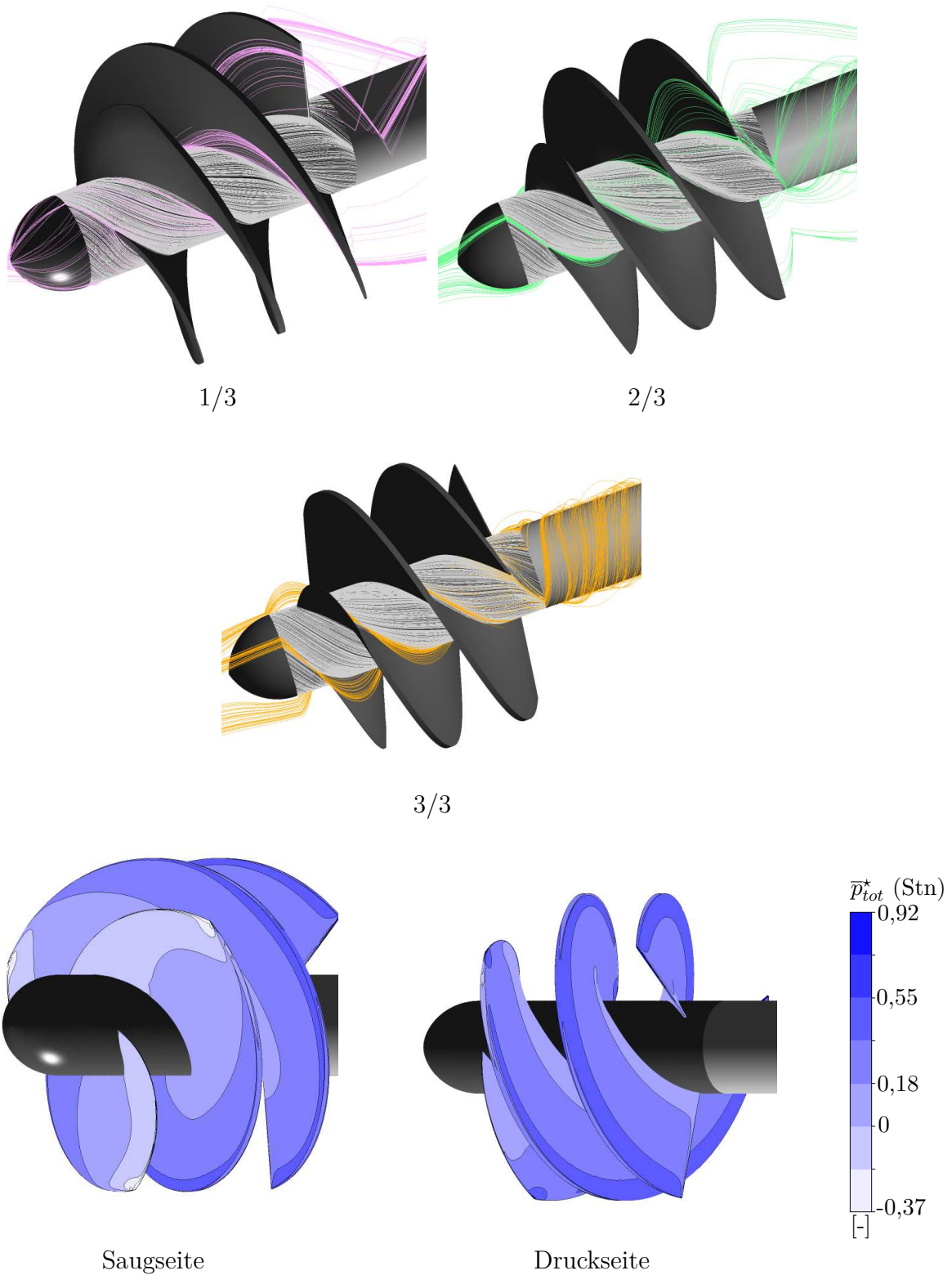


Abbildung 5.30: Stromlinien und Totaldruck an Schaufeln , CFD |  $\varphi_{120}$  , I2



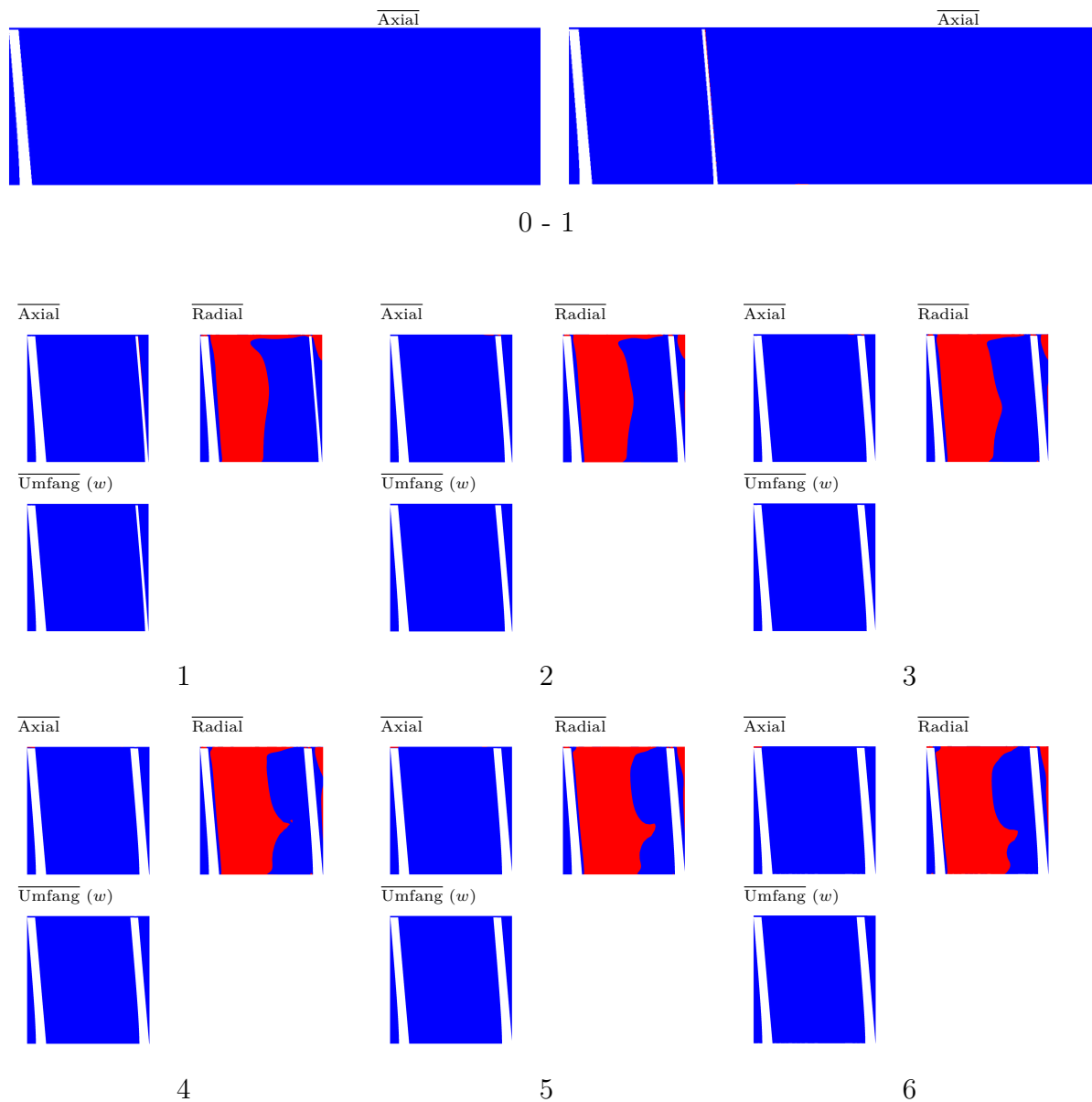
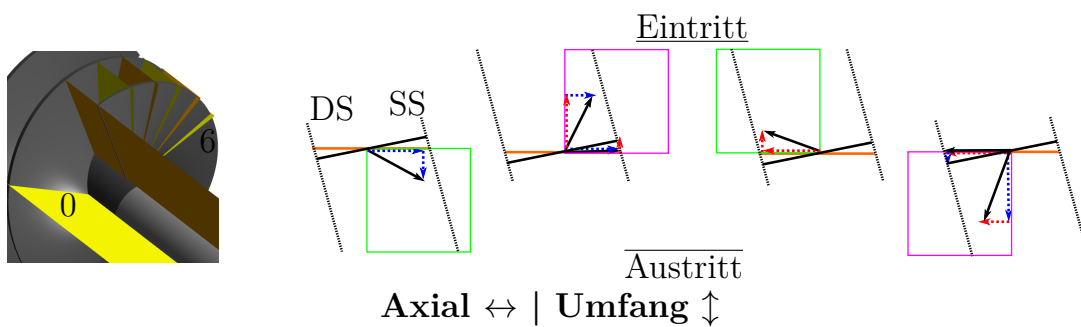


Abbildung 5.31: Ebenen , CFD |  $\varphi_{120}$  , I2



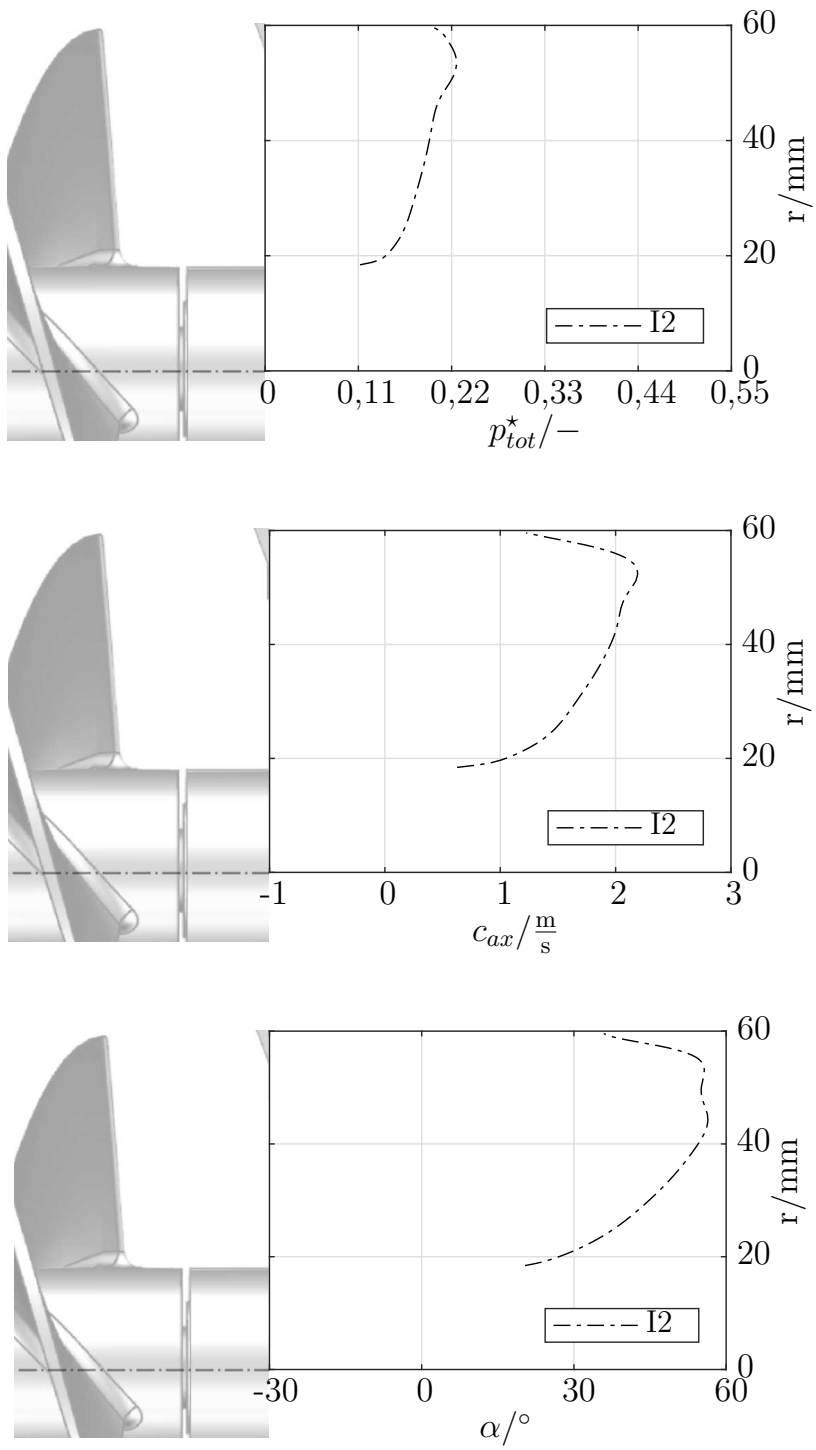


Abbildung 5.32:  $\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{\alpha}$  und  $\bar{c}_{ax}$  an E2, CFD |  $\varphi_{120}$ , I2

## 5.5 Vergleich

### 5.5.1 Betriebspunkte I1

Die Analysepunkte werden hinsichtlich ihrer Entwicklung von der Teillast, über den Auslegungspunkt und bis zur Überlast beschrieben. Um den Einfluss der Betriebszustände detailliert und vollständig analysieren zu können, sind die essenziellen Zustände der Strömung an E2 dargestellt und verglichen.

- Ablöselinien und singuläre Punkte, an der Nabe  
3D Verläufe der abgelösten Stromlinien, in der Schaufelpassage:

1/3, 2/3, 3/3:

Ausgehend von der Teillast nehmen die Gebiete mit einer Ablösung in Richtung der Überlast ab. In Überlast kommt es nur noch zu einer Ablösung beim Übergang von der Nabe zu den Schaufeln, die nicht stark ausgeprägt ist. Ein signifikanter Einfluss des Betriebspunktes zeigt sich im Bereich 2/3. Hier kommt es in Teillast zu singulären Punkten und Ablöselinien. Die entstehende Ablösung ist stark ausgeprägt. Im Auslegungspunkt nimmt diese Ausprägung ab, singuläre Punkte sind nicht mehr ersichtlich. Die Strömung löst sich am Übergang von der Nabe zu den Schaufeln ab.

- $\bar{p}_{tot}^*$ , an den Schaufeloberflächen

Saugseite:

Der Verlauf des Totaldrucks an der saugseitigen Schaufeloberfläche ist nur hinsichtlich der Druckwerte zu unterscheiden. Die Druckwerte nehmen ausgehend von der Teillast bis zur Überlast ab. Die Verteilung ist bei allen Betriebspunkten ähnlich.

Druckseite:

Die Verteilung des Totaldrucks auf der Druckseite zeigt eine eindeutige Abhängigkeit des Druckaufbaus entlang der radialen Bereiche von der Lieferzahl. Mit abnehmender Lieferzahl verlagern sich die Bereiche mit dominierendem Anteil an dem Druckaufbau in Richtung der Schaufelspitze und an der Nabe nimmt der Totaldruck ab.

- Kernströmung und Geschwindigkeitskomponenten der Relativströmung im Strömungskanal des Inducers, an den Ebenen 1-6:

Umfangskomponente:

Gebiete mit negativer Umfangskomponente nehmen mit zunehmender Lieferzahl ab und sind in Überlast nicht mehr vorhanden.

Axialkomponente:

Negative axiale Komponenten sind in Überlast nicht vorhanden. Bei kleiner werdenden Lieferzahlen kommt es zu negativen axialen Komponenten der Relativströmung.

Radialkomponente:

In Richtung Teillast sind die positiven und negativen Anteile der radialen Komponenten nicht mehr homogen über die Ebene verteilt.

Zusammenfassung:

Gebiete mit Rückströmung und Störungen in der Hauptströmungsrichtung nehmen mit abnehmender Lieferzahl zu. Rückströmungen sind im Bereich der Nabe im Auslegungspunkt und in Teillast zu finden.

- $\bar{c}_{ax}$  stromab vom Inducer, an den Ebenen 0 und 1:

Negative axiale Komponenten der Strömung im Auslauf sind nahe der Nabe im Auslegungspunkt und in Teillast zu finden. Mit abnehmender Lieferzahl nehmen hier die radiale und die axiale Ausprägung zu.

- $\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{c}_{ax}$  und  $\bar{\alpha}$ , an der Ebene E2, stromab vom Inducer:  
| Abbildung 5.33

$\bar{p}_{tot}^*$ :

Für alle Lieferzahlen ist der minimale Druckwert an der Nabe ersichtlich und gleich groß. Mit abnehmender Lieferzahl steigt der Gradient bei der Zunahme des Totaldrucks in Richtung des Gehäuses. Die Zunahme des Totaldrucks ist bis zur Mitte der radialen Position zu erkennen. Nach der mittleren radialen Position erfolgt ein nahezu konstanter Druckwert bis zum Beginn des Bereichs  $R3/3$  für alle Lieferzahlen. Im Anschluss erfolgt ein Anstieg des Drucks bis zum maximalen Wert nahe des Gehäuses. Der Gradient des Druckanstiegs steigt mit sinkender Lieferzahl und ist in Teillast am größten. Nach dem Erreichen des maximalen Druckwertes sinkt der Druck in Richtung des Gehäuses für alle Betriebspunkte. Generell ist das Druckniveau für kleine Lieferzahlen am größten, da der Gradient des Druckanstiegs nahe der Nabe bei einer Abnahme des Betriebspunktes stark zunimmt.

$\bar{c}_{ax}$ :

Ausgehend von Teillast steigt das Niveau der axialen Geschwindigkeit für zunehmende Lieferzahlen. Nahe der Nabe ist die axiale Geschwindigkeit am geringsten und in Teillast sogar negativ. Bis zur Mitte des Radius steigt die axiale Geschwindigkeit bei allen Lieferzahlen und sie wird nahe der Schaufelspitze maximal. Nach dem Maximum sinkt die axiale Geschwindigkeit wieder in Richtung des Gehäuses.

$\bar{\alpha}$ :

In Überlast ist das Niveau der Strömungswinkel am größten und in Teillast ist es am geringsten. In einer Korrelation mit der Verteilung der axialen Geschwindigkeit kommt es nahe der Nabe zu minimalen Winkeln, in Teillast sogar zu negativen Winkeln. Bis zur mittleren radialen Position steigen die Winkel an. Ab der Mitte bleiben die Winkel auf einem nahezu konstanten Wert und nehmen in der Nähe des Gehäuses wieder stark ab.

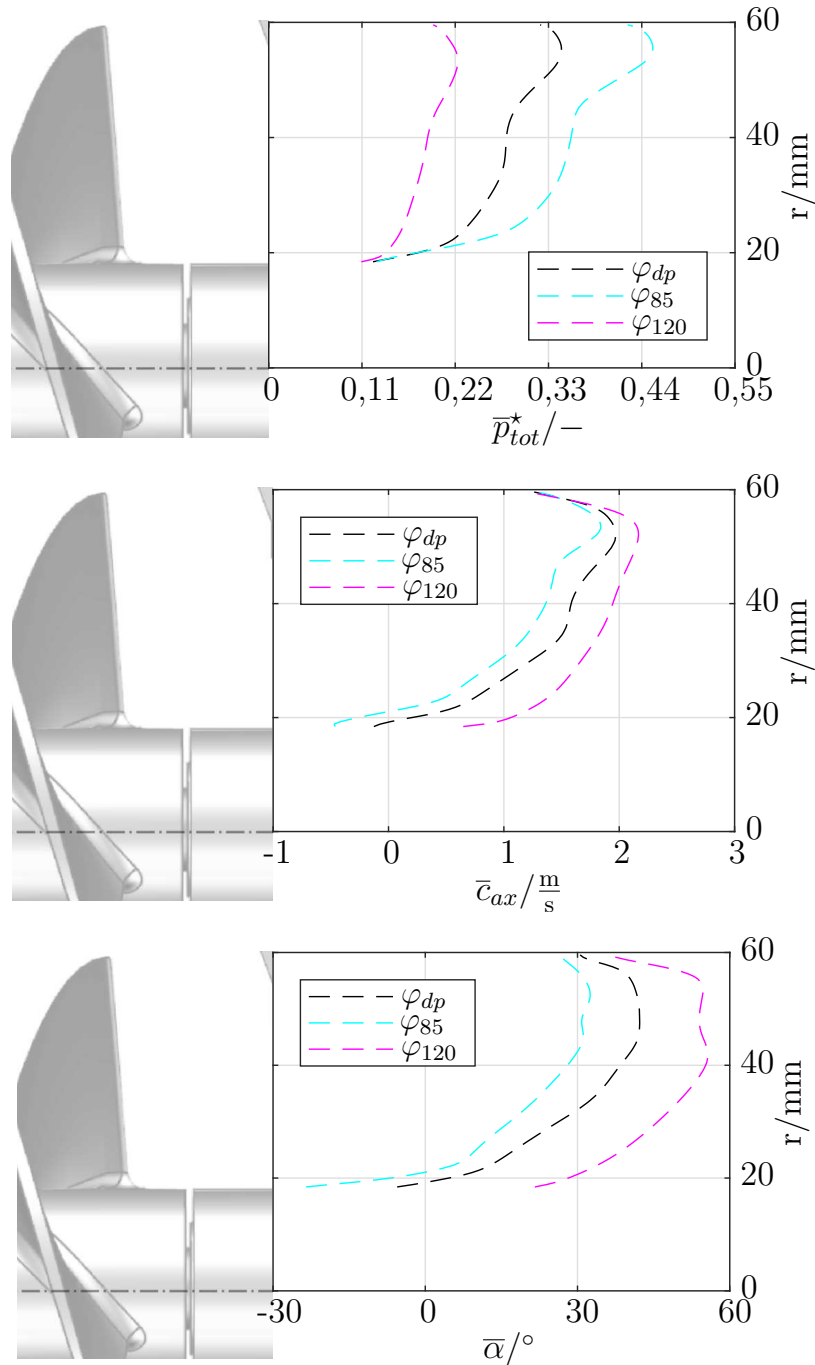


Abbildung 5.33:  $\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{\alpha}$  und  $\bar{c}_{ax}$  an E2, CFD |  $\varphi$ -Vergleich , I1

## **Fazit - Betriebspunkte I1**

Durch die Abnahme des Betriebspunktes kommt es vermehrt zu Ablösungen und auch Rückströmungen an der Nabe. In Überlast sind marginale Ablösegebiete ohne Rückströmung zu erkennen.

Stromab vom Austritt des Inducers steigt das Druckniveau mit fallender Lieferzahl. Das Niveau der axialen Geschwindigkeit und des Strömungswinkels sinkt mit fallender Lieferzahl. Ausgehend von der Nabe ist der Gradient des Anstiegs für alle drei Größen stark vom Betriebspunkt abhängig, da mit sinkender Lieferzahl der Gradient der Änderung der physikalischen Größen ansteigt.

## 5.5.2 Betriebspunkte I2

Die Analysepunkte sind auch hier hinsichtlich ihrer Entwicklung in Bezug auf Teillast, Auslegungspunkt und Überlast beschrieben. Um den Einfluss der Betriebszustände detailliert und vollständig analysieren zu können, sind die essenziellen Zustände der Strömung an E2 dargestellt und verglichen.

- Ablöselinien und singuläre Punkte, an der Nabe  
3D Verläufe der abgelösten Stromlinien, in der Schaufelpassage:

1/3, 2/3, 3/3:

Mit zunehmender Lieferzahl nehmen die Gebiete mit Ablösung an der Nabe ab. Bei Überlast kommt es nur noch zu Ablösung beim Übergang von der Nabe zu den Schaufeln, die nicht stark ausgeprägt ist. Im Bereich 2/3 zeigt sich ein signifikanter Einfluss des Betriebspunktes. Es kommt in Teillast zu singulären Punkten, Ablöselinien und ausgeprägten Ablösungen an der Nabe. Im Auslegungspunkt nimmt diese Ausprägung ab, singuläre Punkte sind nicht mehr ersichtlich. Die Strömung löst am Übergang von der Nabe zu den Schaufeln ab.

- $\bar{p}_{tot}^*$ , an den Schaufeloberflächen:

Saugseite:

Das Niveau der Druckwerte nimmt ausgehend von Teillast bis zur Überlast ab. Die Verteilung ist bei allen Betriebspunkten ähnlich.

Druckseite:

Mit zunehmender Lieferzahl sinkt der umgesetzte Totaldruck in den Bereichen nahe der Nabe. Bei Überlast ist die Schaufelspitze dominierend beim Druckumsatz, im Auslegungspunkt dominiert  $R3/3$  und in Teillast  $R2/2$

- Kernströmung und Geschwindigkeitskomponenten der Relativströmung im Strömungskanal des Inducers, an den Ebenen 1-6:

Umfangskomponente:

Gebiete mit negativer Umfangskomponente nehmen mit zunehmender Lieferzahl ab und sind bei Überlast nicht mehr vorhanden.

Axialkomponente:

Negative axiale Komponenten sind bei Überlast nicht vorhanden. Bei kleiner werdenden Lieferzahlen kommt es zu negativen axialen Komponenten der Relativströmung.

Radialkomponente:

In Richtung Teillast sind die positiven und negativen Anteile der radialen Komponente nicht mehr homogen über die Ebenen verteilt.

Zusammenfassung:

Die Gebiete mit Rückströmung und Störungen in der Hauptströmungsrichtung nehmen mit abnehmender Lieferzahl zu. Rückströmungen sind im Bereich der Nabe zu finden, im Auslegungspunkt und bei Teillast.

- $\bar{c}_{ax}$  stromab vom Inducer, an den Ebenen 0 und 1

Negative axiale Komponenten der Strömung im Auslauf sind nahe der Nabe im Auslegungspunkt und bei Teillast zu finden. Mit abnehmender Lieferzahl nimmt hier die radiale und die axiale Ausprägung zu.

- $\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{c}_{ax}$  und  $\bar{\alpha}$ , an der Ebene E2, stromab vom Inducer:  
| Abbildung 5.33

$\bar{p}_{tot}^*$ :

Mit abnehmender Lieferzahl steigt der Gradient der Zunahme des Totaldrucks in Richtung des Gehäuses. Für alle Lieferzahlen ist der minimale Druckwert an der Nabe ersichtlich und gleich groß. Die Zunahme des Totaldrucks ist bis zur Mitte der radialen Position zu erkennen. Nach der mittleren radialen Position erfolgt der Anstieg des Totaldrucks bis zum Maximum mit einem gesteigerten Gradienten des Totaldruckanstiegs. Nach dem Erreichen des maximalen Druckwertes sinkt der Druck in Richtung des Gehäuses für alle Betriebspunkte. Generell ist das Druckniveau in Richtung Teillast größer, da der Gradient des Druckanstiegs nahe der Nabe bei einer Abnahme der Lieferzahl stark zunimmt.

$\bar{c}_{ax}$ :

Nahe der Nabe ist die axiale Geschwindigkeit für alle Lieferzahlen am geringsten und bei Teillast sogar negativ. Ausgehend von Teillast steigt das Niveau der axialen Geschwindigkeit für zunehmende Lieferzahlen. Nahe der Nabe ist der Gradient der Steigerung der axialen Geschwindigkeit maximal. Bis zum Erreichen der maximalen axialen Geschwindigkeit erfolgt die Steigung nahezu konstant. Nach dem Maximum sinkt der Wert der axialen Geschwindigkeit in Richtung des Gehäuses.

$\bar{\alpha}$ :

Bei Überlast ist das Niveau der Strömungswinkel am größten und bei Teillast am geringsten. Bei einer Korrelation mit der Verteilung der axialen Geschwindigkeit kommt es nahe der Nabe zu minimalen Winkeln, bei Teillast sogar zu negativen. Bis zum maximalen Wert des Winkels ist ein konstanter Anstieg ersichtlich. In der Nähe des Gehäuses nimmt der Winkel wieder ab.



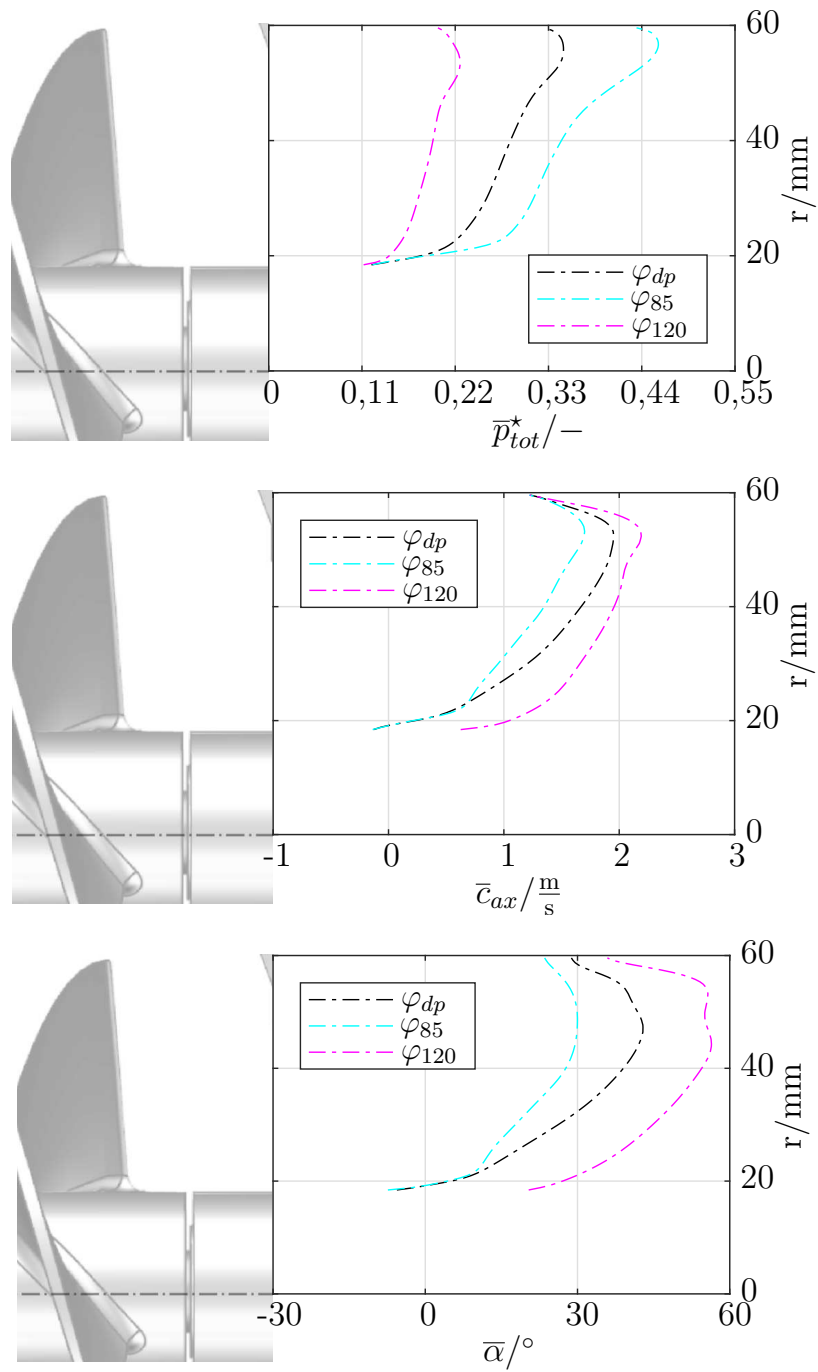


Abbildung 5.34:  $\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{\alpha}$  und  $\bar{c}_{ax}$  an E2, CFD |  $\varphi$ -Vergleich , I2

## **Fazit - Betriebspunkte I2**

Mit der Abnahme des Betriebspunktes kommt es vermehrt zu Ablösungen und auch zu Rückströmungen an der Nabe. Bei Überlast sind marginale Ablösegebiete ohne Rückströmung zu erkennen.

Stromab vom Austritt des Inducers steigt das Druckniveau mit fallender Lieferzahl. Das Niveau der axialen Geschwindigkeit und des Strömungswinkels sinkt mit fallender Lieferzahl. Ausgehend von der Nabe ist nahe der Nabe der Gradient des Anstiegs für alle drei Größen stark vom Betriebspunkt abhängig. Mit sinkender Lieferzahl steigt der Gradient der Änderung der physikalischen Größen an.

### 5.5.3 I1 und I2

#### Auslegungspunkt

- Ablöselinien und singuläre Punkte, an der Nabe  
3D Verläufe der abgelösten Stromlinien, in der Schaufelpassage:

1/3, 2/3, 3/3:

Im Bereich 3/3 kommt es bei Inducer I1 zu einem singulären Punkt, der beim Inducer I2 nicht ersichtlich ist. Sonst ist unabhängig von der Gestaltung der Vorderkante kein Einfluss auf die Ablösung an der Nabe zu erkennen.

- $\bar{p}_{tot}^*$ , an den Schaufeloberflächen:

Saugseite:

Der Bereich mit minimalen Druck ist für den Inducer I1 mit gerade Vorderkante gleichmäßig über den Radius verteilt. Beim Inducer I2 stellt sich der minimale Druck an einem Punkt, nämlich an der Schaufelspitze ein. Sonst sind keine Unterschiede ersichtlich.

Druckseite:

Die Verteilung des Totaldrucks entlang des Radius ist nicht abhängig von der Gestaltung der Vorderkante. Es sind keine Unterschiede zwischen den Inducern I1 und I2 ersichtlich.

- Kernströmung und Geschwindigkeitskomponenten der Relativströmung im Strömungskanal des Inducers, an den Ebenen 1-6:

Umfangskomponente:

Für den Inducer I1 sind negative Umfangskomponenten an der Nabe bei jedem Schnitt festzustellen. Bei den Schnitten 1, 2 und 3 sind für den Inducer I2 keine negativen Umfangskomponenten zu erkennen.

Axialkomponente:

Am Austritt sind an der Ebene 1 für die Inducer I1 und I2 minimale negative Komponenten an der Nabe ersichtlich, für Inducer I1 in der Nähe der Saugseite, für Inducer I2 in der Nähe der Druckseite.

Radialkomponente:

Eine positive radiale Komponente in der Nähe der Druckseite und eine negative an der Saugseite sind für beide ermittelt. Nahe der Saugseite in der Höhe der Nabe ist bei beiden Inducern ein Gebiet mit negativer radialer Komponente zu erkennen, das beim Inducer I2 ausgeprägter ist.

Zusammenfassung:

Gebiete mit Rückströmungen und Störungen der Hauptströmungsrichtung sind nicht stark von der Gestaltung der Vorderkante beeinflusst.

- $\bar{c}_{ax}$  stromab vom Inducer, an den Ebenen 0 und 1:

Negative axiale Komponenten im Bereich des Auslasses sind bei Inducer I1 ausgeprägter in Ihrer axialen Erstreckung.

- $\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{c}_{ax}$  und  $\bar{\alpha}$ , an der Ebene E2, stromab vom Inducer:  
| Abbildung 5.35

$\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{c}_{ax}$  und  $\bar{\alpha}$ :

Hinsichtlich des Zustandes der Strömung an der Ebene E2 ergeben sich nur marginale Unterschiede zwischen Inducer I2 und I1. Die Vorderkante hat hiermit keinen Einfluss auf die Strömung im Auslass, stromab von der Hinterkante des Inducers.

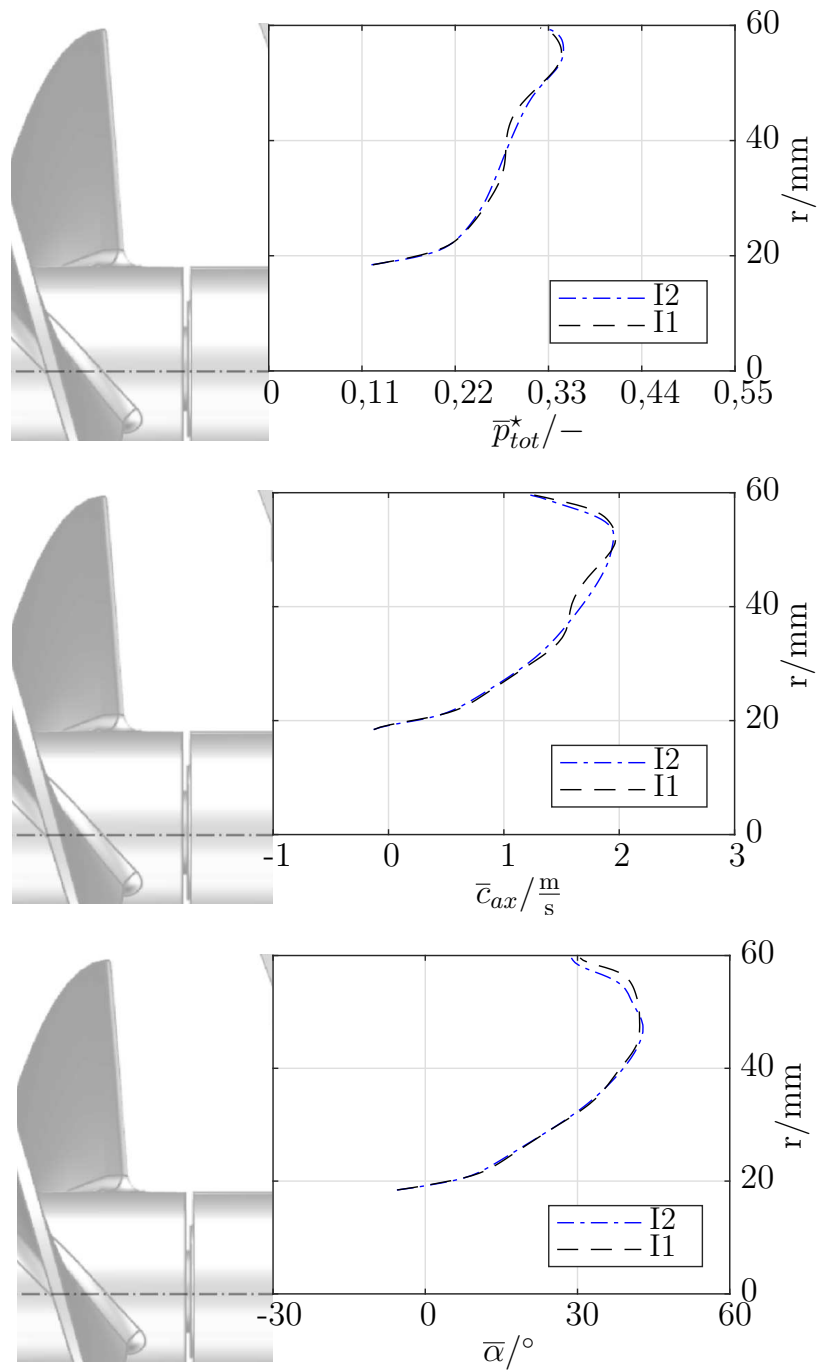


Abbildung 5.35:  $\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{\alpha}$  und  $\bar{c}_{ax}$  an E2, CFD |  $\varphi_{dp}$ , I2 und I1

**Teillast**

- Ablöselinien und singuläre Punkte, an der Nabe  
3D Verläufe der abgelösten Stromlinien, in der Schaufelpassage:

1/3, 2/3, 3/3:

Der signifikanteste Unterschied bei Teillast ergibt sich im Bereich 1/3 zwischen den Inducern I1 und I2. Die Ablösung bei Teillast ist im vorderen Bereich bei Inducer I1 wesentlich ausgeprägter. In den Bereichen 2/3 und 3/3 ergeben sich ähnliche Zonen mit einer Ablösung an der Nabe für beide Inducer.

- $\bar{p}_{tot}^*$ , an den Schaufeloberflächen:

Saugseite:

Bei den Inducern I2 und I1 stellt sich der minimale Druck an einem Punkt, nämlich an der Schaufelspitze ein. Im weiteren Verlauf sind keine prägnanten Unterschiede ersichtlich.

Druckseite:

Inducer I1 und I2 zeigen nahezu äquivalente Verteilungen des Totaldrucks entlang der Druckseite der Schaufeln. Die Verteilung des Totaldrucks entlang des Radius ist nicht abhängig von der Gestaltung der Vorderkante.

- Kernströmung und Geschwindigkeitskomponenten der Relativströmung im Strömungskanal des Inducers, an den Ebenen 1-6:

Umfangskomponente:

Für Inducer I1 sind die Bereiche mit negativer Umfangskomponente sowohl in radialer als auch in axialer Ausdehnung wesentlich ausgeprägter als bei Inducer I2

Axialkomponente:

An den Ebenen 6-4 zeigen sich kaum Einflüsse auf die negativen axialen Komponenten der Strömung durch die Gestaltung der Vorderkante. Axial ausgeprägtere Bereiche zeigen sich an den Ebenen 1-3 für den Inducer I2

Radialkomponente:

Sowohl Inducer I1 als auch Inducer I2 zeigen eine deutlich inhomogene Verteilung der positiven und negativen radialen Komponenten an den Ebenen 6-1.

Zusammenfassung:

Bei Teillast sind die Gebiete mit Rückströmung für den Inducer mit gerader Vorderkante an der Nabe ausgeprägter.

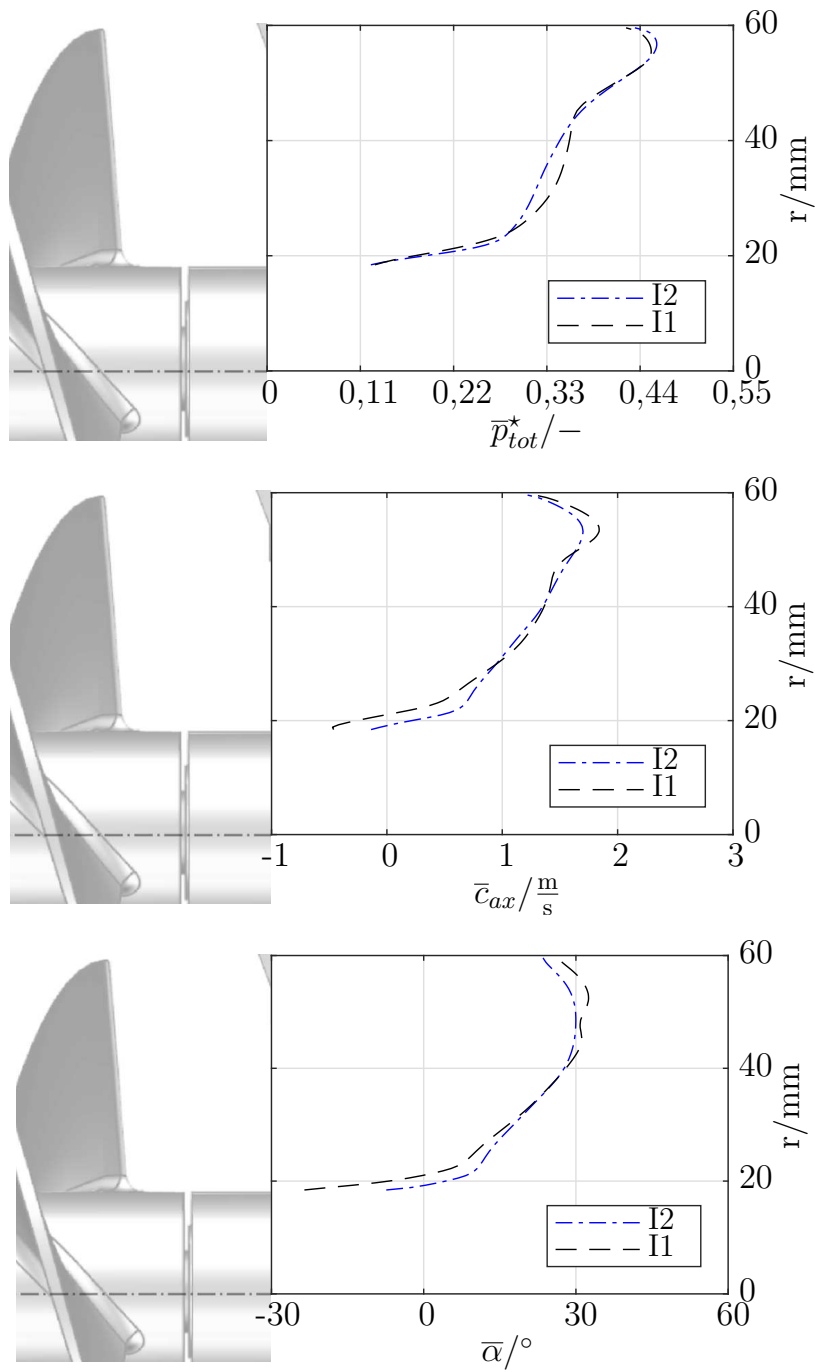
- $\bar{c}_{ax}$  stromab vom Inducer, an den Ebenen 0 und 1

Negative axiale Komponenten im Bereich des Auslasses sind beim Inducer I1 ausgeprägter in Ihrer axialen und radialen Erstreckung. Hier zeigt sich ein deutlicher Einfluss der Gestaltung der Vorderkante.

- $\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{c}_{ax}$  und  $\bar{\alpha}$ , an der Ebene E2, stromab vom Inducer:  
| Abbildung 5.36

$\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{c}_{ax}$  und  $\bar{\alpha}$ :

Die Vorderkante hat keinen Einfluss auf die Strömung im Auslass, stromab von der Hinterkante des Inducers. Hinsichtlich des Zustandes der Strömung an der Ebene E2 ergeben sich nur marginale Unterschiede zwischen den Inducern I2 und I1.

Abbildung 5.36:  $\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{\alpha}$  und  $\bar{c}_{ax}$  an E2, CFD |  $\varphi_{85}$ , I2 und I1



## Überlast

- Ablöselinien und singuläre Punkte, an der Nabe  
3D Verläufe der abgelösten Stromlinien, in der Schaufelpassage:

1/3, 2/3, 3/3:

Es sind keine signifikanten Unterschiede in den Bereichen mit Ablösung an der Nabe zwischen den Inducern I1 und I2 zu erkennen.

- $\bar{p}_{tot}^*$ , an den Schaufeloberflächen:

Saugseite, Druckseite:

Sowohl auf der Saugseite als auch auf der Druckseite zeigen sich keine Unterschiede zwischen den Inducern I1 und I2.

- Kernströmung und Geschwindigkeitskomponenten der Relativströmung  
im Strömungskanal des Inducers, an den Ebenen 1-6:

Umfangskomponente, Axialkomponente, Radialkomponente :

Es sind auch hier keine Unterschiede zwischen den beiden Inducern zu erkennen

Zusammenfassung:

Es sind keine Gebiete mit Rückströmung in Überlast ersichtlich.

- $\bar{c}_{ax}$  stromab vom Inducer, an den Ebenen 0 und 1:

Für die Inducer I1 und I2 sind keine negativen axialen Komponenten vorhanden.

- $\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{c}_{ax}$  und  $\bar{\alpha}$ , an der Ebene E2, stromab vom Inducer:  
| Abbildung 5.37

$\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{c}_{ax}$  und  $\bar{\alpha}$ :

Die Vorderkante hat keinen Einfluss auf die Strömung im Auslass, stromab von der Hinterkante des Inducers. An der Ebene E2 ergeben sich nur marginale Unterschiede zwischen den Inducern I2 und I1.

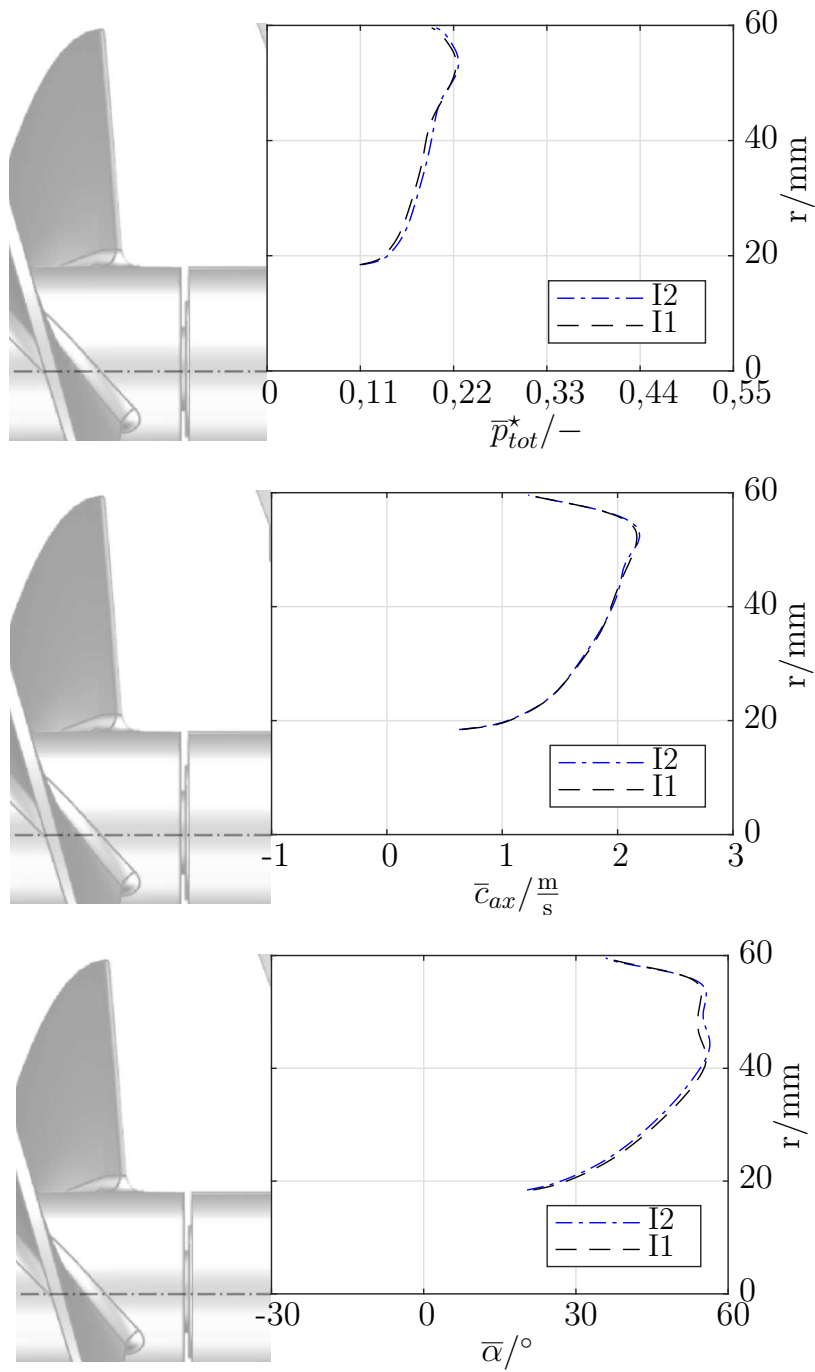


Abbildung 5.37:  $\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{\alpha}$  und  $\bar{c}_{ax}$  an E2, CFD |  $\varphi_{120}$ , I2 und I1

## Fazit - I1 und I2

Für den Auslegungspunkt und Betriebspunkte in Teillast kommt es bei Inducer I1 mit gerade Vorderkante zu ausgeprägteren Gebieten mit Ablösung und Rückströmungen an der Nabe in allen Bereiche gegenüber dem Inducer I2. Auch die Rückströmung in der Auslaufstrecke ist beim Inducer I1 größer in ihrer radialen und axialen Ausprägung. Bei Überlast kann kein Unterschied zwischen den Ablösungen an der Nabe in Abhängigkeit von der Gestaltung der Vorderkante erkannt werden.

Die Strömungszustände an der Ebene E2 werden allerdings nicht von der Gestaltung der Vorderkante beeinflusst. Die Verteilung des Totaldrucks, der axialen Geschwindigkeit und des Strömungswinkels entlang des Radius ist nahezu äquivalent bei allen Betriebspunkte bei beiden Inducern.

## 5.6 Antwort auf Hypothese eins (Ablösung)

Die Strömung im Bereich der Nabe ist bei allen untersuchten Inducern abgelöst, was nahe der Nabe eine Minderung beim Druckaufbau verursacht, die an den Schaufeloberflächen dargestellt wird und erkennbar ist. Mit abnehmender Lieferzahl nehmen die Ablösungen an der Nabe zu und die Gebiete mit dominierendem Druckaufbau verschieben sich radial in Richtung des Gehäuses. Mit zunehmender Ablösung sinkt dementsprechend der Druckaufbau nahe der Nabe.

Die Minderung des Druckaufbaus ist auch stromab, in der Auslaufstrecke der Inducer zu erkennen. In der Auslaufstrecke verschiebt sich der Bereich mit dominierendem Druckaufbau bei sinkenden Lieferzahlen in Richtung Gehäuse. Neben dem Druckaufbau ist die Störung der Strömung in der Auslaufstrecke auch durch die Verteilung der axialen Geschwindigkeit ersichtlich. In der ersten radialen Hälfte kommt es ausgehend von der Nabe zu reduzierten axialen Geschwindigkeiten und zu reduzierten Durchsätzen. Diese resultieren in einem erhöhten Durchsatz in der zweiten Hälfte bis zum Gehäuse. Die ungleichmäßige Verteilung des Durchsatzes und der axialen Geschwindigkeit des Arbeitsmediums ist neben der ungleichen Druckverteilung für ein nachgeschaltetes Pumpenlaufrad negativ zu bewerten.

Ein Einfluss der Gestaltung der Vorderkante auf die Ablösung ist bei Lieferzahlen  $\leq \varphi_{dp}$ , dem Auslegungspunkt, zu erkennen. Inducer mit gerader Vorderkante zeigen ausgeprägtere Gebiete mit Ablösung und Rückströmung innerhalb der Schaufelpassage und in der Auslaufstrecke. Ein Rückschnitt der Vorderkante führt zu reduzierten Ablösungen und Rückströmungen, speziell bei Teillast.

An der Ebene E2 ist der Einfluss der Gestaltung der Vorderkante auf die Strömungszustände allerdings nicht zu erfassen. Die ausgeprägteren Ablösungen bei Inducer I1 gegenüber I2 haben keinen Einfluss an Ebene E2.



## 6 Axiale Erstreckung

Zur Untersuchung der Hypothese wird der Druckaufbau entlang der axialen Richtung für die nach den Literaturreichtlinien ausgelegten Inducer ausgewertet. Der maximale Druck und die axiale Position, bei der 90% des maximalen Drucks erreicht werden, werden ermittelt.

Am Austritt des Inducers ist der maximale Druck zu erwarten. Um seine Eignung für einen Abbau von Kavitationsgebieten bewerten zu können, ist der maximale Druck allerdings nur bedingt geeignet. Für den Übergang von der Gasphase in Flüssigphase muss der Dampfdruck des Fördermediums innerhalb der Schaufelpassage frühzeitig überschritten werden. Die axiale Position, bei der 90% des maximalen Drucks erreicht werden, ist somit ein weiteres Bewertungskriterium hinsichtlich der berechtigten Annahme, dass der Druck am Austritt deutlich über dem Dampfdruck liegt. Im Folgenden wird die axiale Position durch  $\left(\frac{L}{L_{max}}\right)$  prozentual zur absoluten Länge von der Vorderkante zur Hinterkante ausgedrückt.

Ein Vergleich hinsichtlich des 90% Punktes und des maximal erreichten Drucks für verkürzte Inducer ermöglicht es, den Einfluss der axialen Baulänge auf den Druckaufbau fundiert zu beschreiben. Es ist zu beachten, dass die prozentuale Betrachtung die absolute Länge der Schaufelpassage nicht berücksichtigt.

Zur Bewertung des Druckaufbaus entlang der axialen Position wird der Totaldruck zwischen Vorderkante und Hinterkante des Inducers an mehreren Schnitten ermittelt. Abbildung 6.1 zeigt die verwendeten Ebenen. In der Höhe der Nabe wird beginnend an der Vorderkante der Totaldruck in Schritten von 1 mm bis zur Hinterkante im Absolutsystem an den Ebenen massengemittelt bestimmt.

Tabelle 6.1 zeigt die axiale Länge zwischen der Vorderkante und der Hinterkante der Schaufeln in der Höhe der Nabe für alle Inducer. Es ergibt sich eine Kürzung der axialen Länge um  $\approx 26\%$  und eine Reduktion des Umschlingungswinkels in der Höhe der Nabe um  $\approx 17\%$  für die Inducer I1s und I2s im Vergleich zu den Inducern I1 und I2.

Tabelle 6.1: Axiale Länge der Inducer

	$L_{ax,LE-TE}/\text{mm}$	$\Delta\Theta_h/^\circ$
I1, I2	88,4	312,96
I1s, I2s	65,4	231,59

Der Einfluss der axialen Länge auf die Entstehung von Ablösungen an der Nabe ist im Folgenden ebenfalls betrachtet. Neben dem Auslegungspunkt bei  $\varphi_{dp}$  wird die axiale Länge bei Teillast und Überlast untersucht.

Für die Strömung im Bereich der Nabe werden die Darstellung und Analyse äquivalent zur beschriebenen Methodik in Kapitel 5.2 durchgeführt. Die dargestellten Strömungstopologien der Inducer I1s und I2s werden direkt mit dem längeren Inducer I1 bzw. I2 verglichen. Es erfolgt keine alleinige Beschreibung der analysierten Einzelteile der kurzen Inducer, wie sie für die langen Inducer durchgeführt wurden.

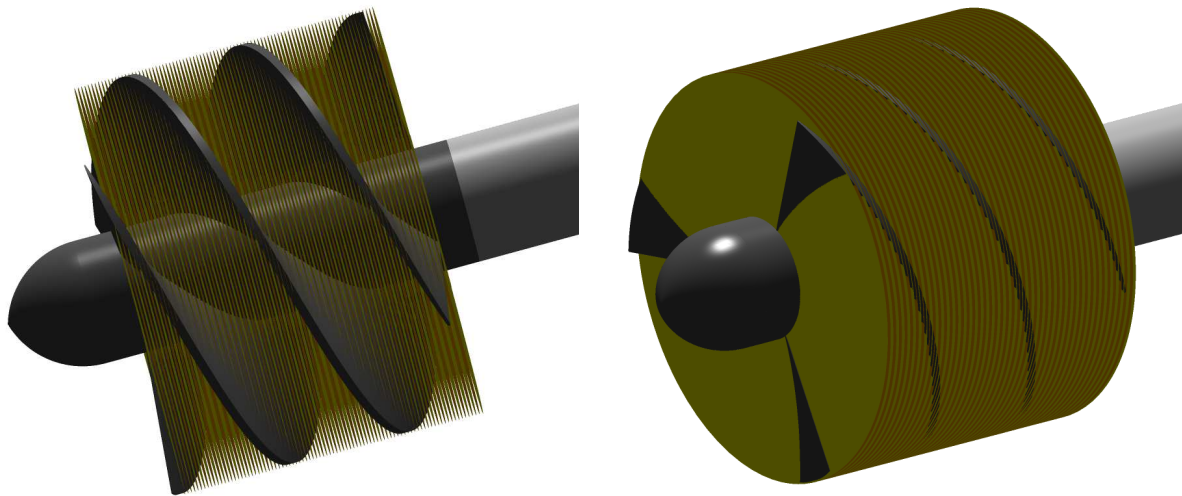


Abbildung 6.1: Ebenen entlang der axialen Länge

## 6.1 Einfluss auf den Druckaufbau - Vergleich I1 und I1s

Die Abbildungen 6.2 bis 6.7 zeigt den Totaldruck des Absolutsystems entlang der axialen Position von der Schaufelvorderkante (LE) bis zur Schaufelhinterkante (TE) für alle untersuchten Lieferzahlen.

Tabelle 6.2 stellt die Werte des maximalen Totaldrucks und die axiale Position bis zum Erreichen von 90% für alle Lieferzahlen und I1, sowie I1s gegenüber.

Aus der Tabelle ist zu erkennen, dass zwischen den Inducern I1 und I1s nur marginale Unterschiede beim maximalen Druckwert und bei der prozentualen Position, bei der 90% des maximalen Drucks erreicht werden, bestehen. Der maximale Druck stellt sich nahe der Schaufelhinterkante ein und der Wert steigt mit abnehmender Lieferzahl. 90% des maximalen Drucks werden mit steigendem Druck früher erreicht.

Aus den Abbildungen ist für den langen Inducer ersichtlich, dass innerhalb der ersten 25% der axialen Länge der Druckanstieg am größten ist. Nach dem ersten Viertel der Strecke bis zum Erreichen der 90% bzw. des Maximums verläuft die Druckausbreitung entlang der axialen Position mit einem flachen Anstieg.

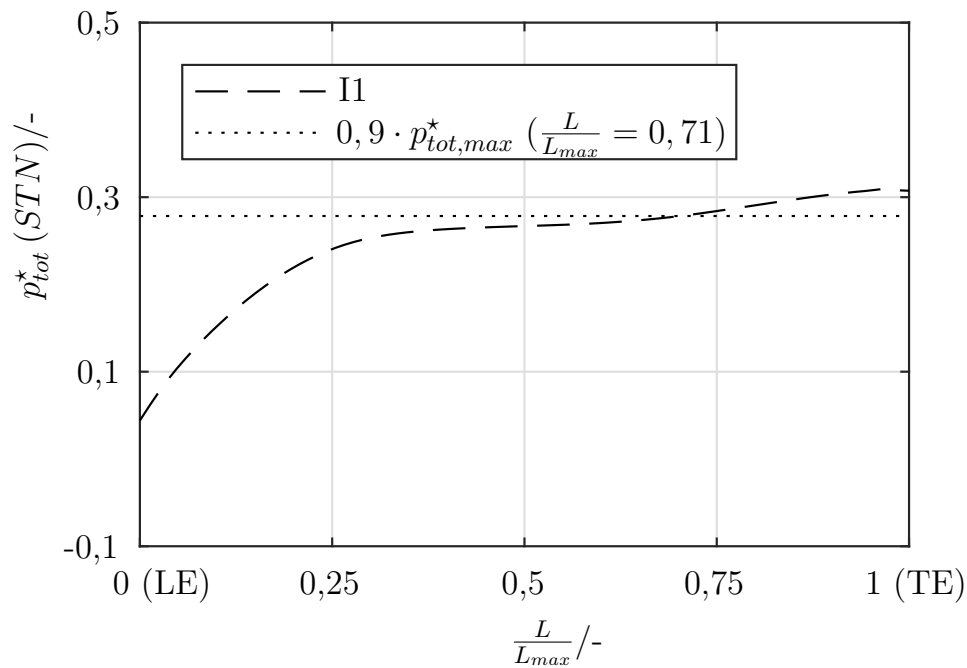
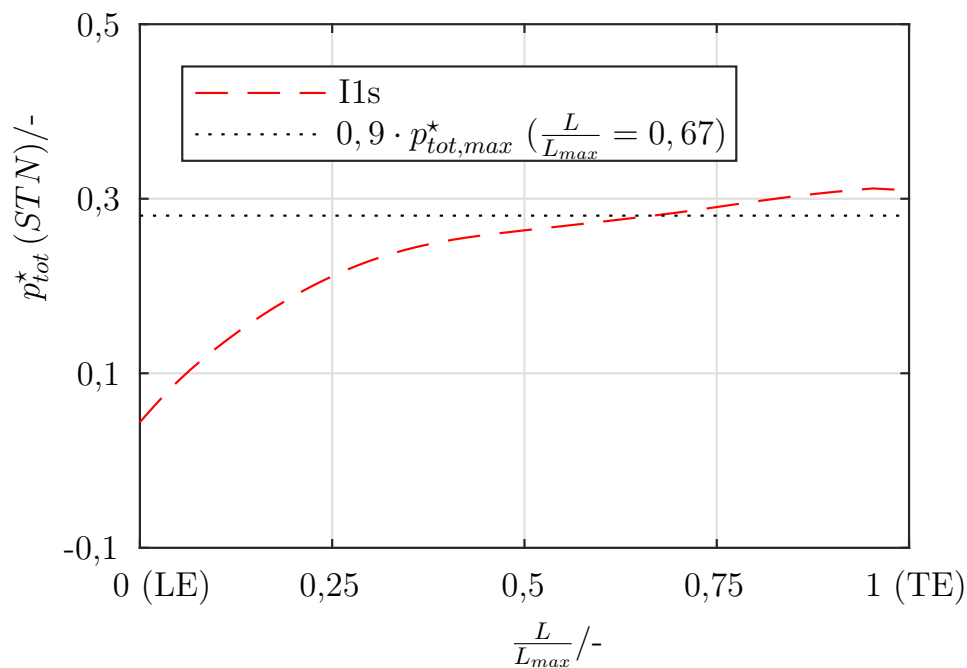
Hier ist ein eindeutiger Unterschied zwischen I1 und I1s zu erkennen. Für die kurzen Inducer ist der Druckanstieg in den ersten 35% am größten.

Zusammengefasst bewirkt das Kürzen der axialen Länge eine Reduktion des Bereichs nach dem dominierenden Druckanstieg und dem Erreichen des maximalen Drucks am Austritt. Dieser axiale Bereich mit einem nicht ausgeprägten Druckanstieg wird bei allen Betriebszuständen reduziert, weshalb hier keine Unterscheidung nötig ist.

Tabelle 6.2: Totaldruck entlang axialer Position , CFD | I1 I1s

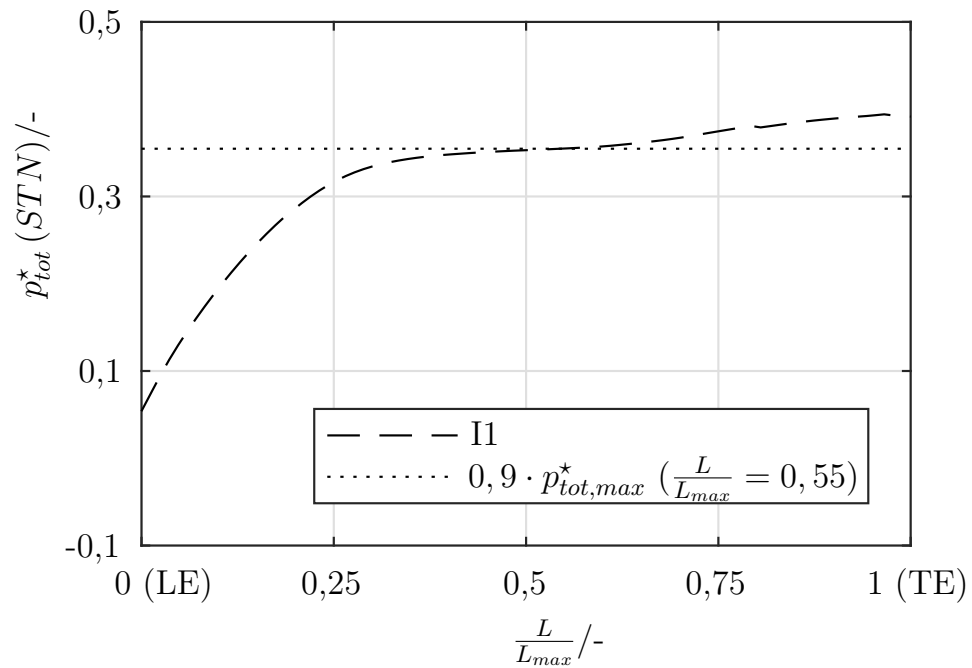
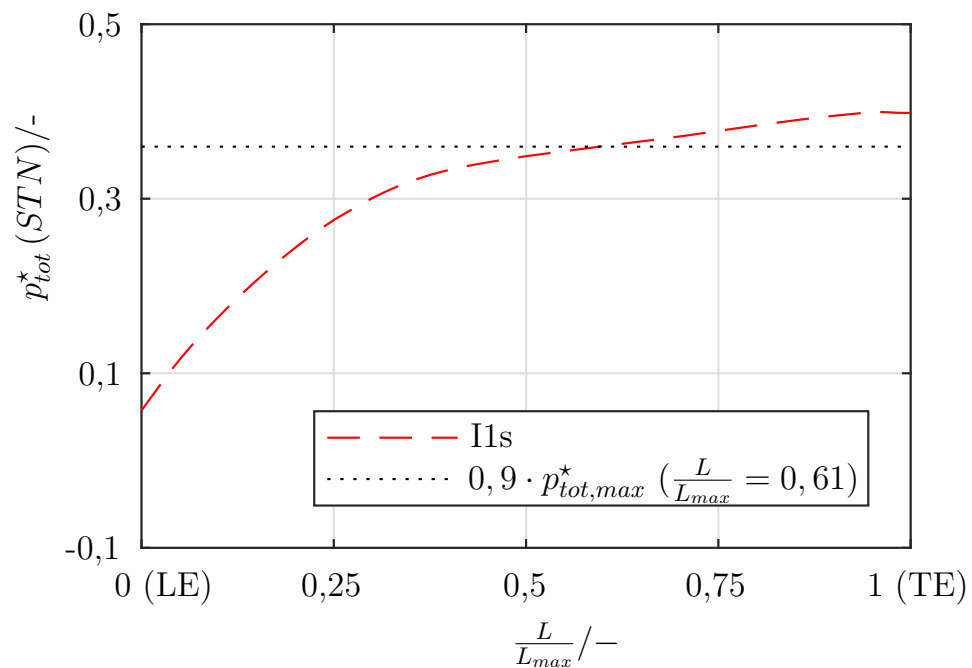
$\varphi$	I1		I1s	
	$p_{tot,max}^*$ /-	$\left(\frac{L}{L_{max}}\right)_{0,9 \cdot p_{tot,max}^*}$ /-	$p_{tot,max}^*$ /-	$\left(\frac{L}{L_{max}}\right)_{0,9 \cdot p_{tot,max}^*}$ /-
$\varphi_{85}$	0,3941	0,55	0,3997	0,61
$\varphi_{dp}$	0,3039	0,71	0,3118	0,67
$\varphi_{120}$	0,2008	0,80	0,2055	0,77

## Auslegungspunkt

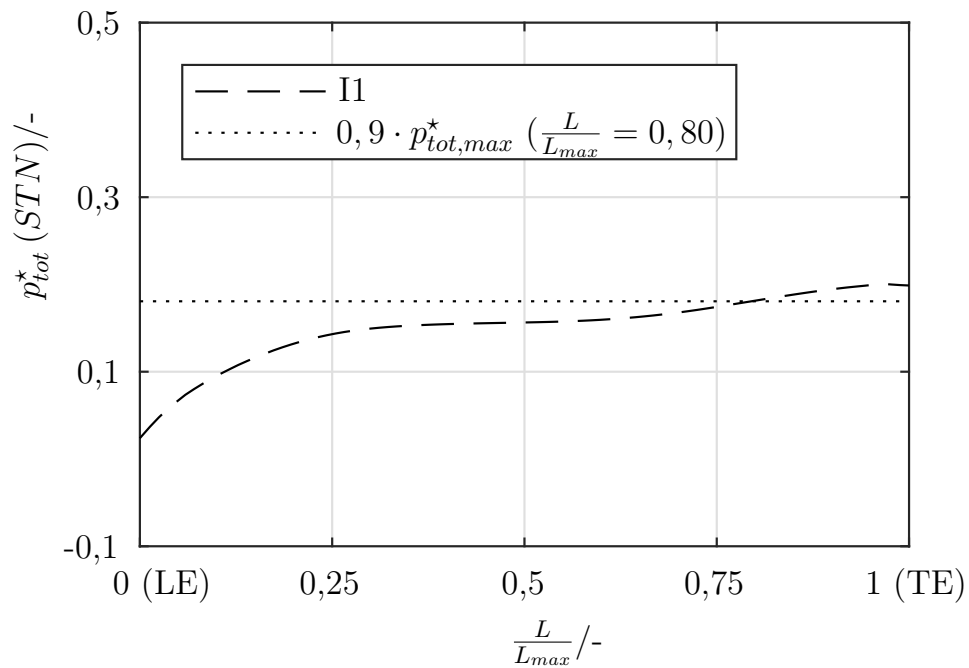
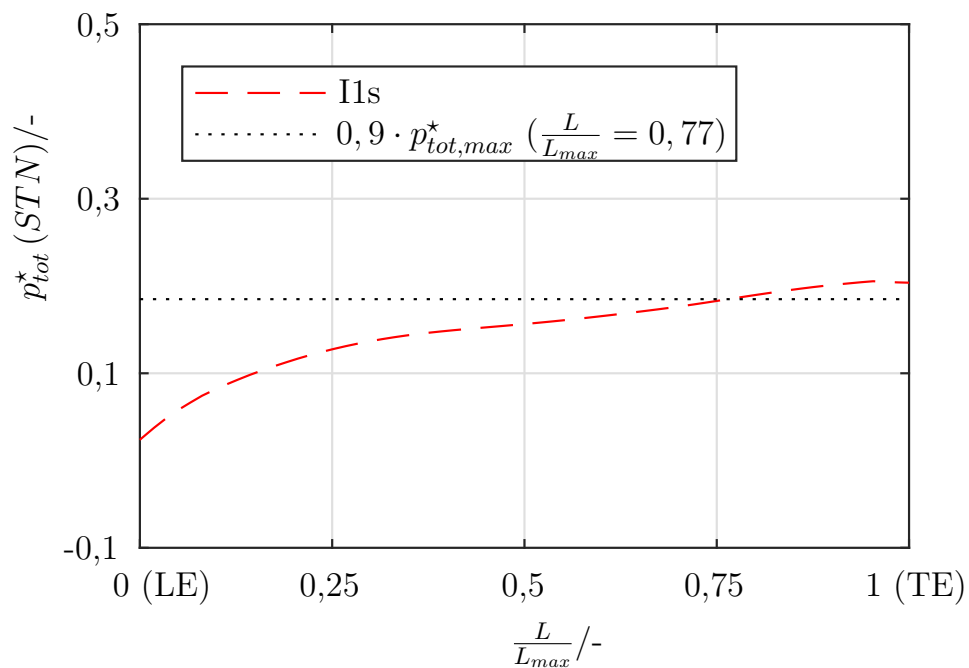
Abbildung 6.2: Totaldruck entlang axialer Position , CFD |  $\varphi_{dp}$  , I1Abbildung 6.3: Totaldruck entlang axialer Position , CFD |  $\varphi_{dp}$  , I1s



## Teillast

Abbildung 6.4: Totaldruck entlang axialer Position, CFD |  $\varphi_{85}$ , I1Abbildung 6.5: Totaldruck entlang axialer Position, CFD |  $\varphi_{85}$ , I1s

## Überlast

Abbildung 6.6: Totaldruck entlang axialer Position , CFD |  $\varphi_{120}$  , I1Abbildung 6.7: Totaldruck entlang axialer Position , CFD |  $\varphi_{120}$  , I1s

## 6.2 Einfluss auf den Druckaufbau - Vergleich I2 und I2s

Die Abbildungen 6.8 bis 6.13 zeigen auch hier den Totaldruck des Absolutsystems entlang der axialen Position von der Schaufelvorderkante (LE) bis zur Schaufelhinterkante (TE) für alle untersuchten Lieferzahlen.

Tabelle 6.3 stellt die Werte des maximalen Totaldrucks und die axiale Position bis zum Erreichen von 90% für alle Lieferzahlen und I2, sowie I2s gegenüber.

Wie bei Inducer I1 ist aus der Tabelle zu erkennen, dass zwischen Inducer I2 und I2s nur marginale Unterschiede beim maximalen Druckwert und bei der prozentualen Position für den 90%igen Druck bestehen. Der maximale Druck stellt sich nahe der Schaufelhinterkante ein und steigt mit abnehmender Lieferzahl. 90% des maximalen Drucks werden bei steigendem Druck früher erreicht.

Aus den Abbildungen ist ersichtlich, dass für Inducer I2 auf den ersten 20% der axialen Länge ein Bereich mit geringer Totaldruckerhöhung vorhanden ist. Im Anschluss erfolgt ein Anstieg bis ca. 50% der axialen Baulänge, nach dem die Steigung im Totaldruckanstieg bis zum Maximum abnimmt.

Bei dem kurzen Inducer ist der folgende Unterschied zu erkennen:

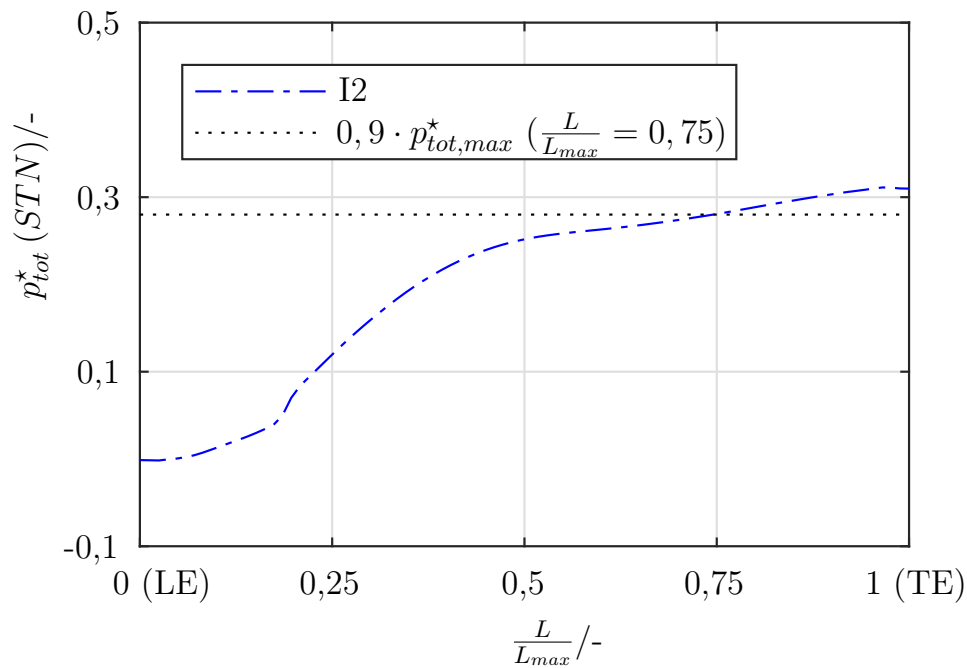
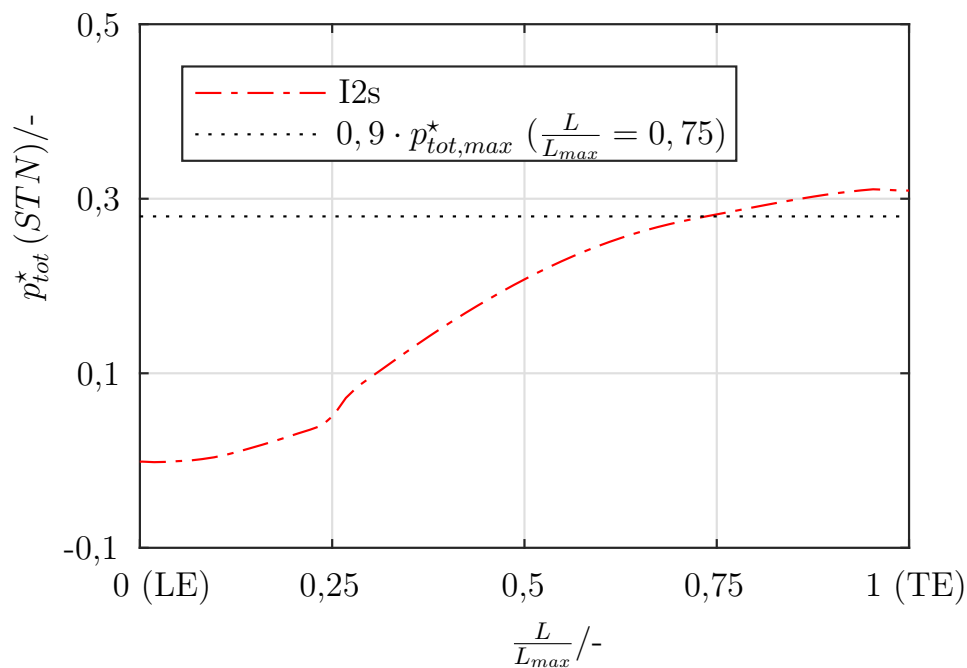
Der Bereich mit geringem Totaldruckanstieg erstreckt sich bis auf ca. 25% von  $L_{ax,max}$ , um ab diesem Punkt mit nahezu konstanter Steigerung des Totaldrucks bis zum Maximum zu verlaufen.

Zusammengefasst bewirkt das Kürzen der axialen Länge beim Inducer I2, dass bei Inducer I2s kein Bereich mit nicht ausgeprägtem Druckanstieg vorhanden ist. Diese Beobachtung ist für alle Betriebspunkte gültig. Auch hier muss keine Unterscheidung erfolgen.

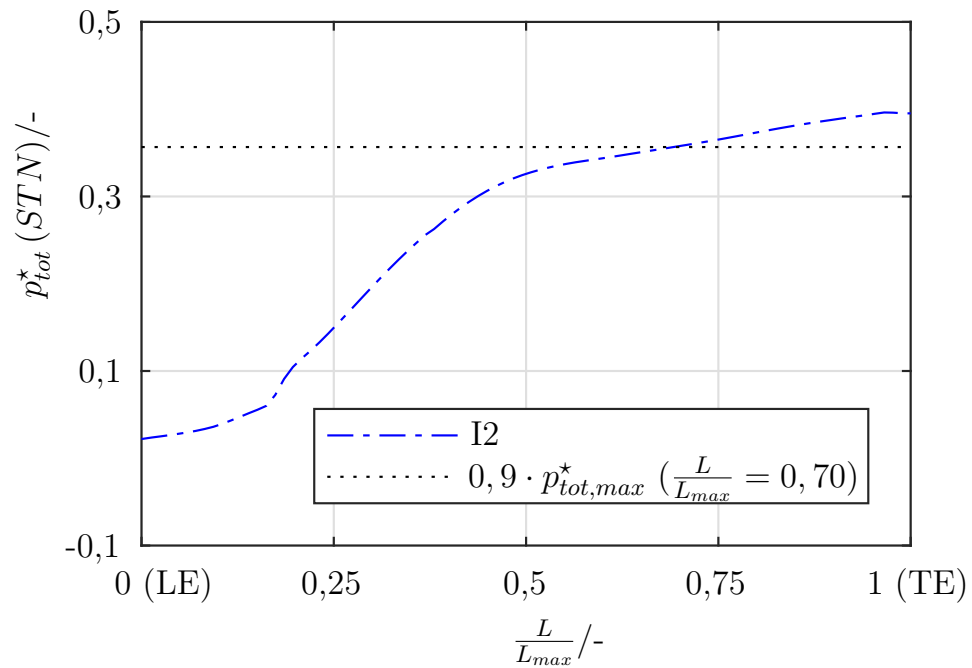
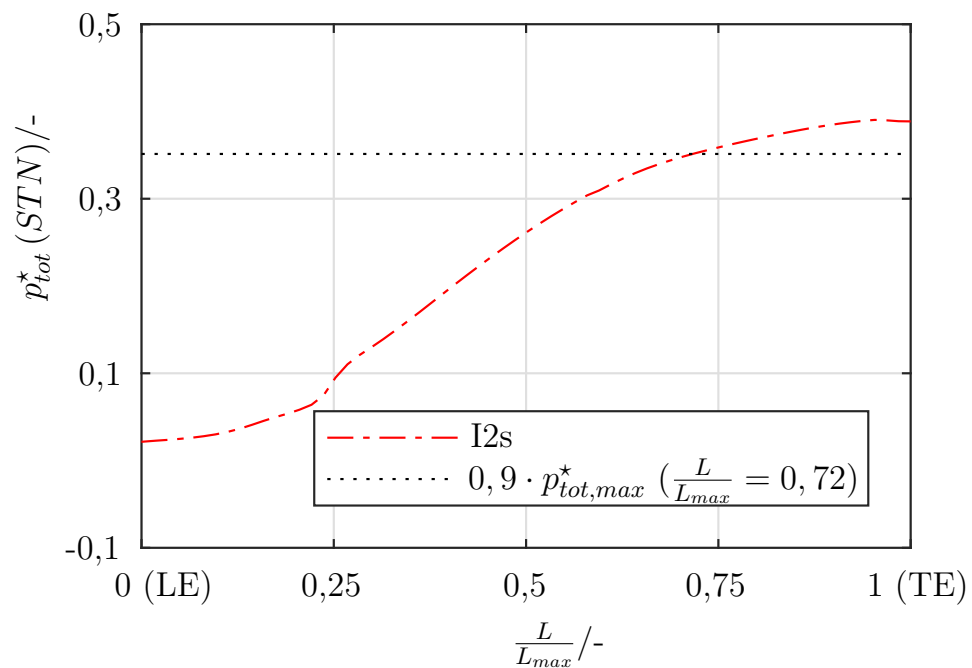
Tabelle 6.3: Totaldruck entlang axialer Position, CFD | I2 I2s

$\varphi$	I2		I2s	
	$p_{tot,max}^*$ /-	$\left(\frac{L}{L_{max}}\right)_{0,9 \cdot p_{tot,max}^*}$ /-	$p_{tot,max}^*$ /-	$\left(\frac{L}{L_{max}}\right)_{0,9 \cdot p_{tot,max}^*}$ /-
$\varphi_{85}$	0,3962	0,70	0,3904	0,72
$\varphi_{dp}$	0,3112	0,75	0,3108	0,75
$\varphi_{120}$	0,2045	0,82	0,2045	0,78

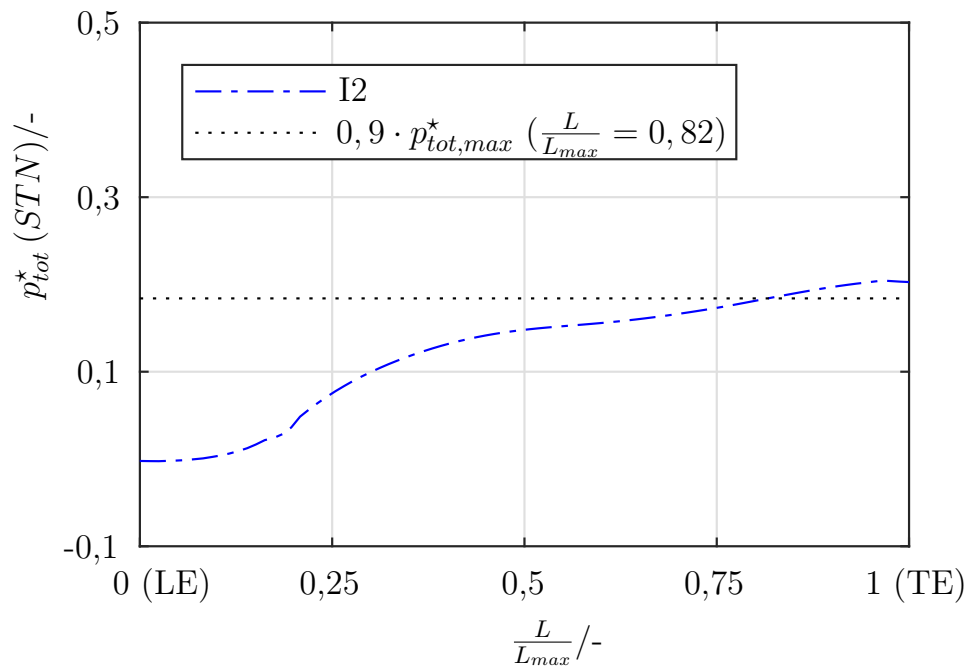
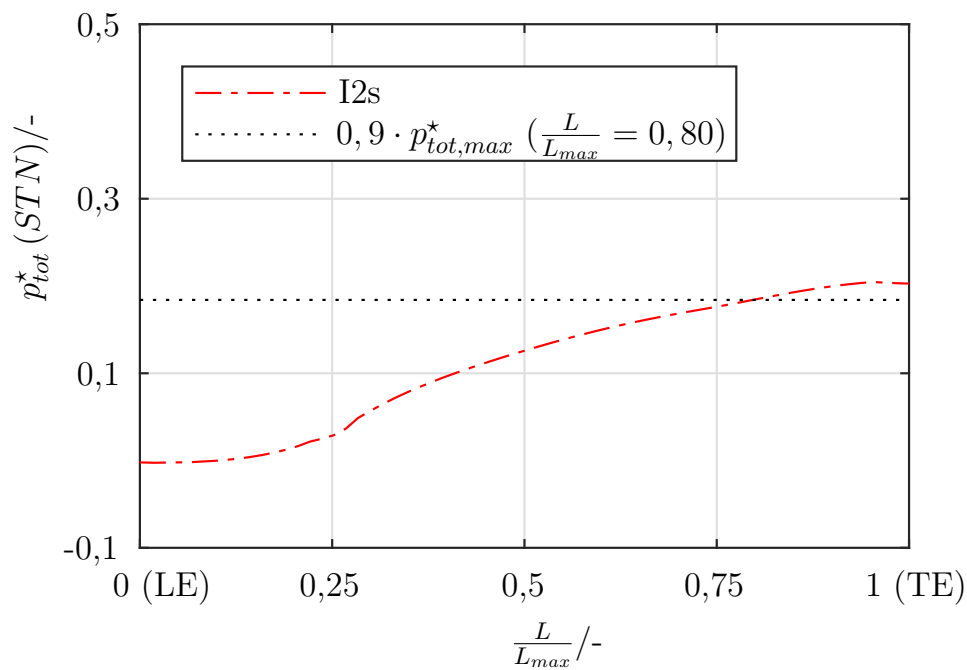
## Auslegungspunkt

Abbildung 6.8: Totaldruck entlang axialer Position , CFD |  $\varphi_{dp}$  , I2Abbildung 6.9: Totaldruck entlang axialer Position , CFD |  $\varphi_{dp}$  , I2s

## Teillast

Abbildung 6.10: Totaldruck entlang axialer Position , CFD |  $\varphi_{85}$  , I2Abbildung 6.11: Totaldruck entlang axialer Position , CFD |  $\varphi_{85}$  , I2s

## Überlast

Abbildung 6.12: Totaldruck entlang axialer Position , CFD |  $\varphi_{120}$  , I2Abbildung 6.13: Totaldruck entlang axialer Position , CFD |  $\varphi_{120}$  , I2s

### 6.3 Antwort auf Hypothese zwei (Baulänge)

Sowohl für den Inducer mit gerader Vorderkante, als auch mit zurückgeschnittener Vorderkante wird der maximale Druckwert durch das Kürzen nicht reduziert. Dieser Wert tritt in allen Fällen nahe der Hinterkante der Inducer auf.

Auch ist ersichtlich, dass abhängig vom Betriebspunkt 90% des Druckaufbaus nach  $\frac{L}{L_{max}} \approx 0,5$  bis  $\frac{L}{L_{max}} \approx 0,8$  erfolgt sind. Dieses Verhalten ist für die kurzen und langen Inducer gleichermaßen gegeben, auch hier hat die axiale Baulänge keinen Einfluss

Für beide Inducer, I1 und I2, bewirkt ein Kürzen der axialen Baulänge eine Reduktion des Bereichs mit konstantem Druck zwischen dem ersten starken Anstieg nach der Schaufelvorderkante und der Schaufelhinterkante. Der Einfluss der Vorderkante ist hier wie folgt festgestellt, der Totaldruckanstieg von Inducer I2 und I2s erfolgt nicht direkt an der Position „LE“ wie bei Inducer I1 und I1s, sondern erst nach 20%-25%.

## 6.4 Einfluss auf die Strömung im Bereich der Nabe

Die Strömungszustände der Inducer I1s und I2s sind äquivalent zu den Abbildungen von Inducer I1 und I2 aus den Kapiteln 5.3 und 5.4 abhängig zur Lieferzahl dargestellt. In der nachfolgenden Analyse der Abbildungen ist direkt ein Vergleich zwischen der kurzen und der langen Variante der Inducer durchgeführt. Bei der Darstellung der Strömungszustände an der Ebene E2 erfolgt eine Gegenüberstellung der kurzen und langen Variante der Inducer bei betrachteter Lieferzahl, um den Einfluss auf die essenziellen Strömungszustände in der Auslaufstrecke zielgerichtet beurteilen zu können.

Es ist zu beachten, dass wegen der Reduktion des Umschlingungswinkels um  $\Delta\Theta = 81^\circ$  beim Inducer I2s nur noch die Ebenen 1,2 und 3 innerhalb der Schaufelpassage, in der die Schaufelspitze der Vorderkante nicht vorhanden ist, sind. Bei den Ebenen 4, 5 und 6 ist der Rückschnitt -wie in Abbildung 6.14- der Schaufelvorderkante zu erkennen. Für den Vergleich zwischen den Inducern I2 und I2s sind die Ebenen 4, 5 und 6 daher nur bedingt geeignet, weil dort beim Inducer I2 alle Ebenen nicht von dem Rückschnitt beeinflusst werden. Der Focus des Vergleichs liegt dementsprechend für die Inducer I2 und I2s auf den Ebenen 1 bis 3 und auf den Zuständen der Strömung an der Ebene E2.

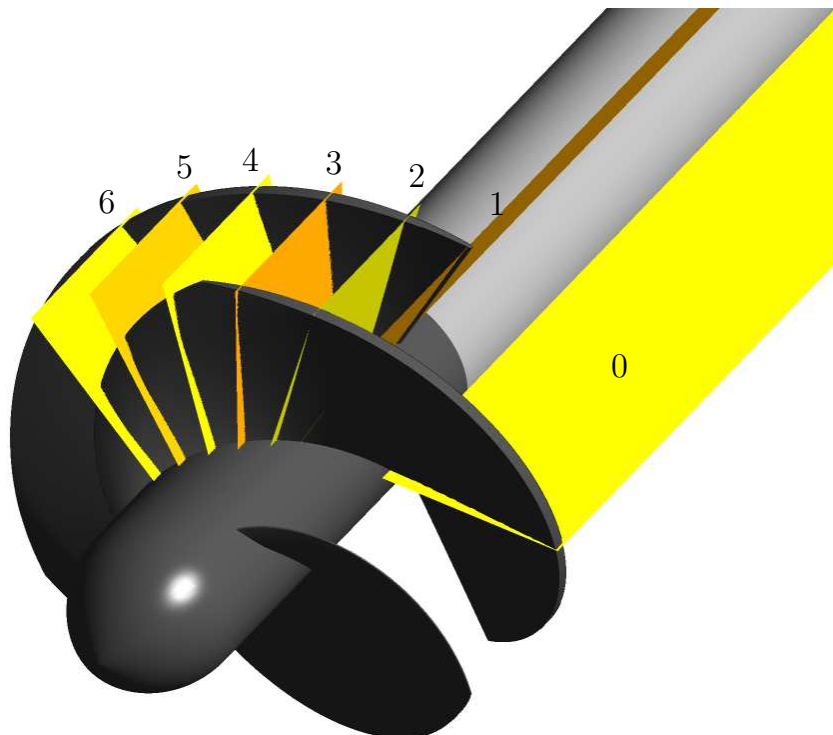


Abbildung 6.14: Ebenen zur Darstellung am Beispiel I2s



### 6.4.1 Vergleich I1s und I1

#### Auslegungspunkt

Die Abbildungen 6.15 und 6.16 zeigen die Ablösung und die Strömungszustände in der Schaufelpassage von Inducer I1s im Auslegungspunkt. Vergleich Abbildung 5.15 und 5.16. In Abbildung 6.17 erfolgt ein Vergleich der Strömungszustände an der Ebene E2 für die Inducer I1 und I1s im Auslegungspunkt.

- Ablöselinien und singuläre Punkte, an der Nabe  
3D Verläufe der abgelösten Stromlinien, in der Schaufelpassage:

1/3, 2/3, 3/3:

Die Verteilung der Ablöselinien und der singulären Punkte ist bei den Inducern I1 und I1s äquivalent. Generell sind die abgelösten Stromlinien beim Inducer I1s ausgeprägter. Abgelöste Stromlinien aus dem Bereich 2/3 erstrecken sich über eine größere radialen Zone. In der Auslaufstrecke kommt es bei den abgelösten Stromlinien aus Bereich 3/3 früher zu einer ausgeprägten Umfangskomponente nahe der Nabe.

- $\bar{p}_{tot}^*$ , an den Schaufeloberflächen:

Sowohl auf der Saugseite als auch auf der Druckseite ist die Verteilung des Totaldrucks äquivalent auf den Schaufeloberflächen. Es ist kein Unterschied zwischen I1 und I1s zu erkennen.

- Kernströmung und Geschwindigkeitskomponenten der Relativströmung im Strömungskanal des Inducers, an den Ebenen 1-6:

Zusammenfassung:

Auf den Ebenen 1 bis 6 sind keine Unterschiede zwischen den Inducern I1 und I1s bei der Verteilung der axialen und der Umfangskomponente ersichtlich. Marginale Unterschiede sind bei der Verteilung der positiven und negativen radialen Komponente zu erkennen.

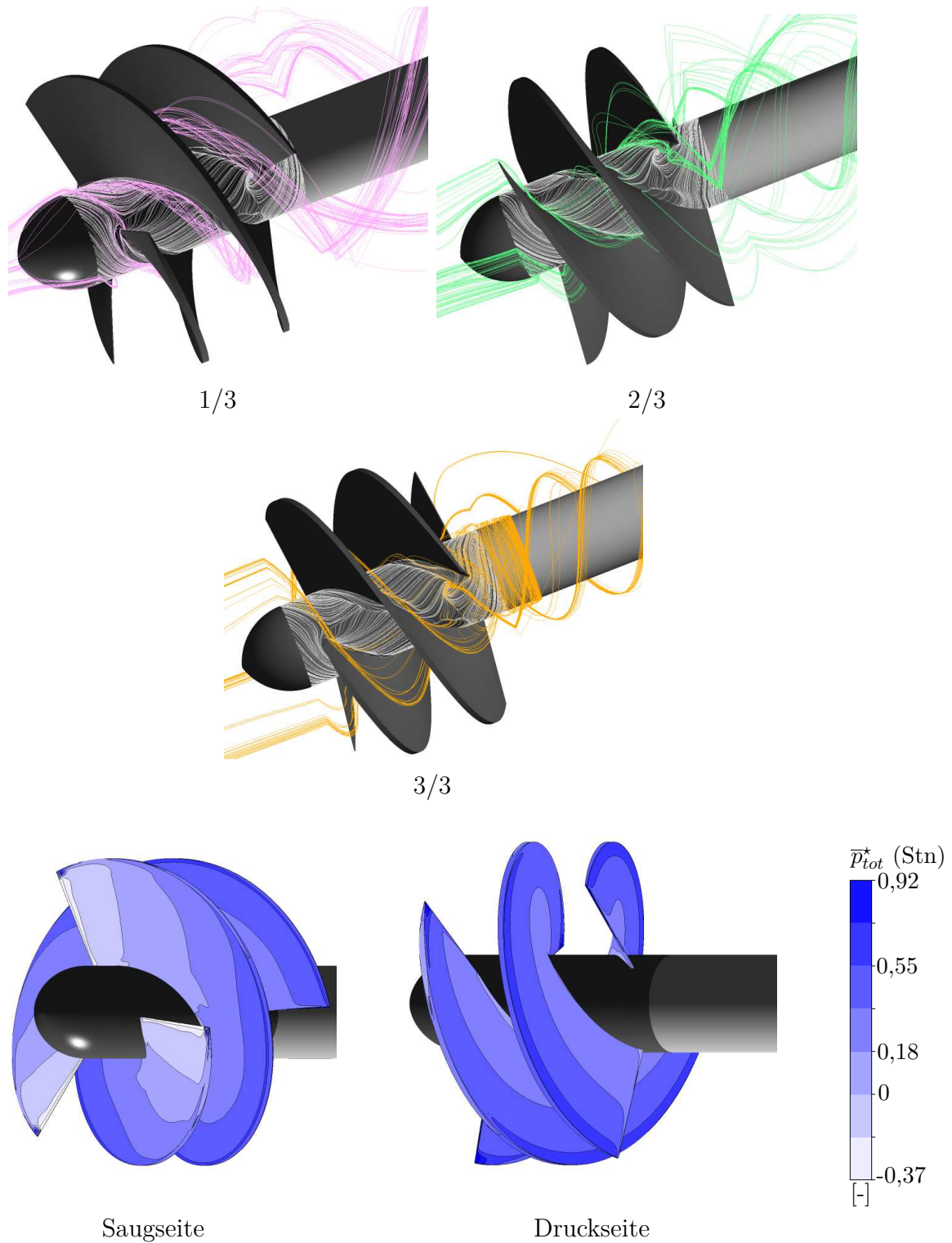
- $\bar{c}_{ax}$  stromab vom Inducer, an den Ebenen 0 und 1:

Beim Inducer I1 sind axial stärker ausgeprägte Rückstromgebiete ersichtlich, sowohl an der Ebene 1 als auch an der Ebene 0.

- $\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{c}_{ax}$  und  $\bar{\alpha}$ , an der Ebene E2, stromab vom Inducer:

$\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{c}_{ax}$  und  $\bar{\alpha}$ :

Die Strömungszustände an der Ebene E2, die durch die Verteilung des Totaldrucks, der axialen Geschwindigkeit und des Strömungswinkels beschrieben werden, zeigen einen marginalen Einfluss der axialen Länge des Inducers. Der Einfluss auf die Strömung im Auslaufbereich wird aber kaum von der axialen Baulänge beeinflusst.

Abbildung 6.15: Stromlinien und Totaldruck an Schaufeln , CFD |  $\varphi_{dp}$  , IIs

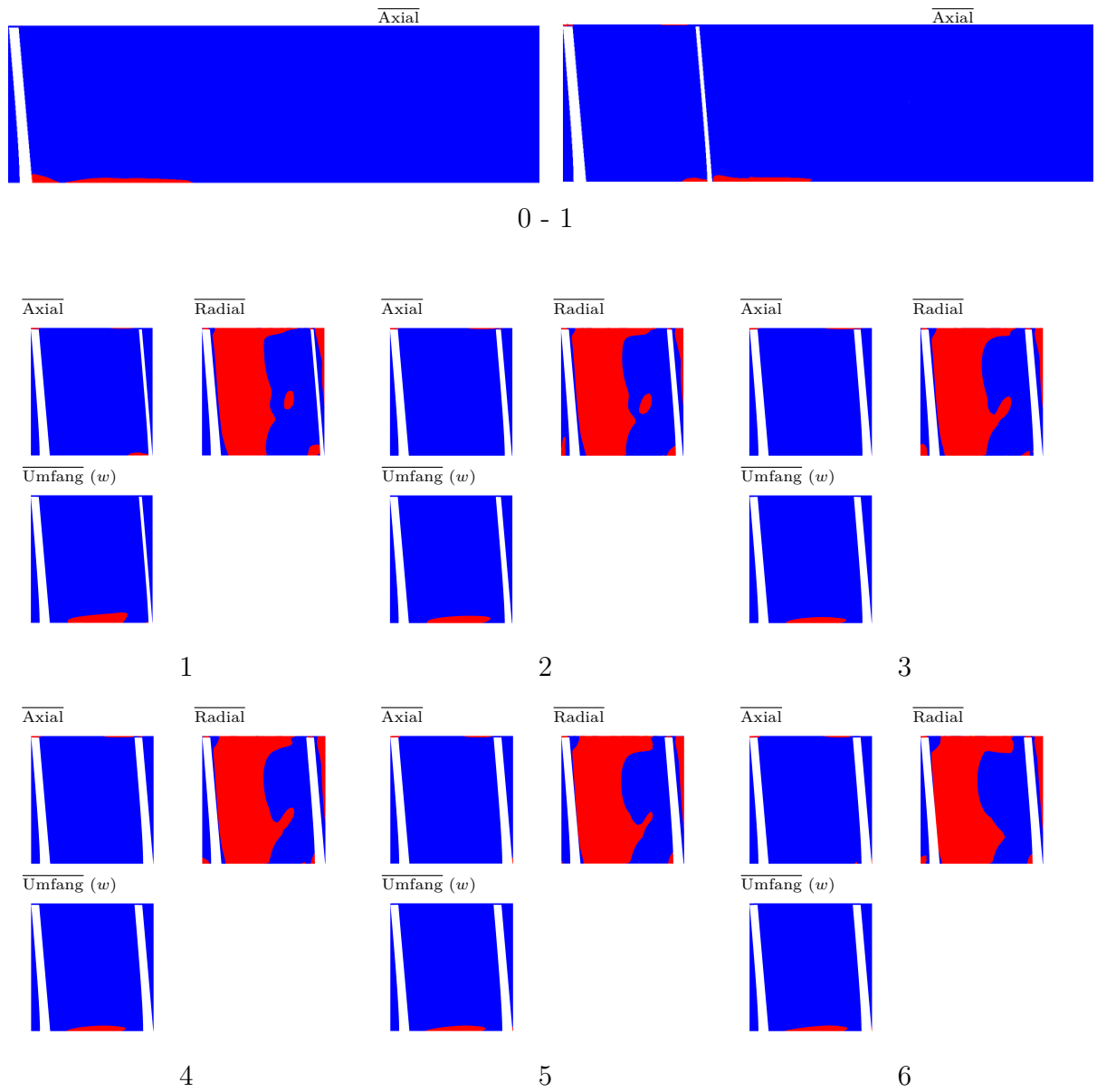
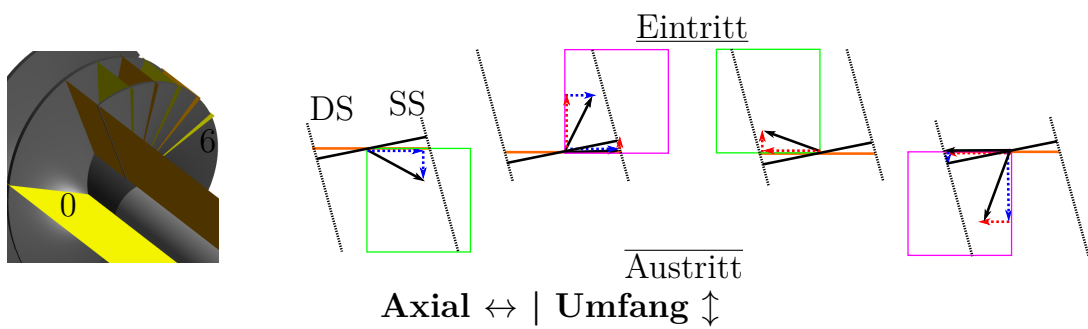
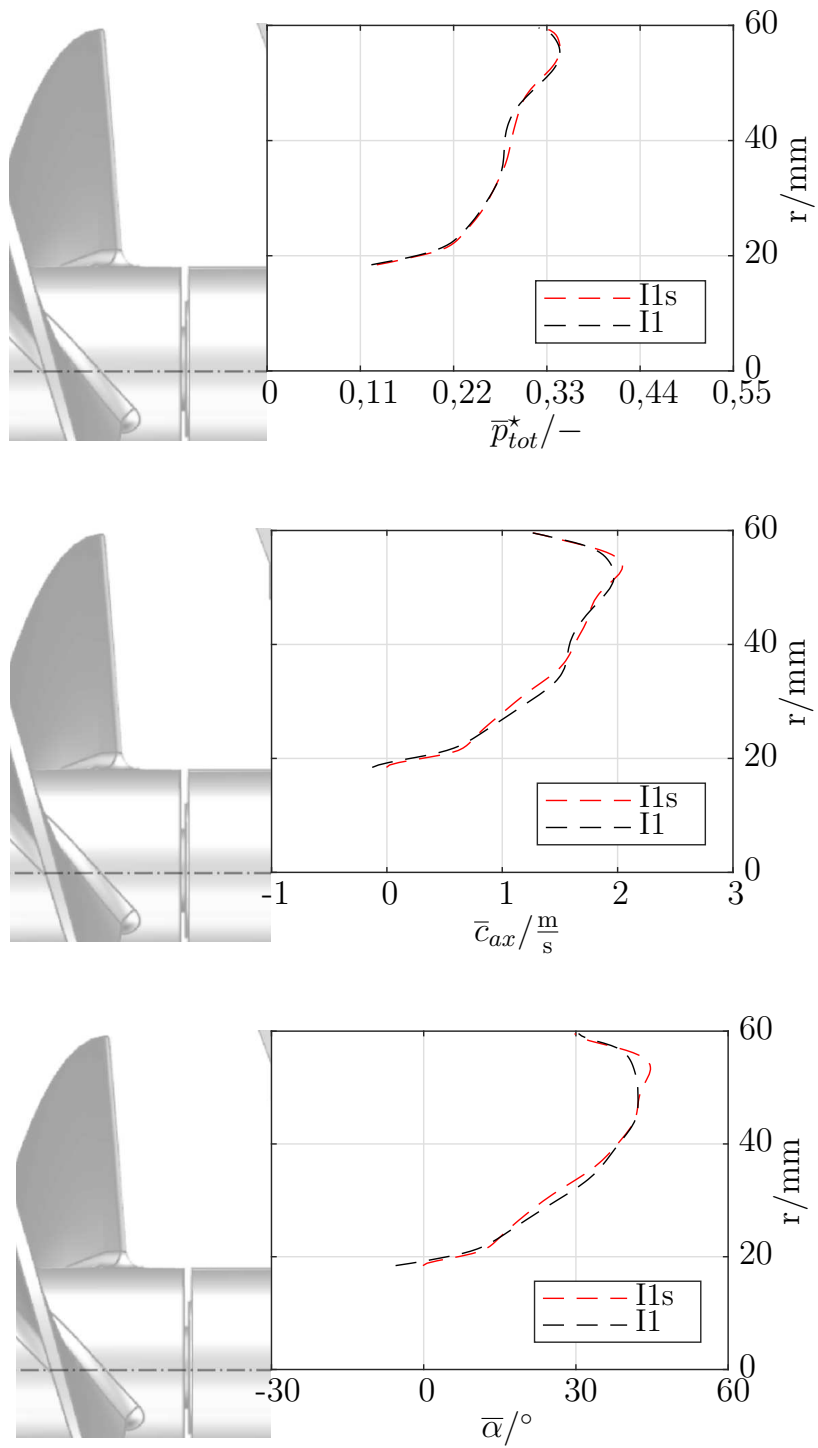


Abbildung 6.16: Ebenen , CFD |  $\varphi_{dp}$  , IIs



Abbildung 6.17:  $\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{\alpha}$  und  $\bar{c}_{ax}$  an E2, CFD |  $\varphi_{dp}$ , I1 I1s

**Teillast**

In der Abbildung 6.20 ist ein Vergleich der Strömungszustände an der Ebene E2 für die Inducer I1 und I1s durchgeführt. Vergleich Abbildung 5.18 und 5.19. Die Abbildungen 6.18 und 6.19 zeigen die Ablösung und die Strömungszustände in der Schaufelpassage von Inducer I1s.

- Ablöselinien und singuläre Punkte, an der Nabe  
3D Verläufe der abgelösten Stromlinien, in der Schaufelpassage:

1/3, 2/3, 3/3:

Ablöselinien und singuläre Punkte sind bei den Inducern I1 und I1s nahezu äquivalent ausgeprägt. Eine Unterscheidung hinsichtlich der Ausprägung der abgelösten Linien ist ebenfalls nicht möglich. In der Auslaufstrecke kommt es bei den abgelösten Stromlinien aus dem Bereich 3/3 zu einer ausgeprägten Umfangskomponente nahe der Nabe für Inducer I1s. Dieses Verhalten ist bei Inducer I1 nicht zu finden.

- $\bar{p}_{tot}^*$ , an den Schaufeloberflächen:

Es ist kein Unterschied zwischen I1 und I1s zu erkennen. Sowohl auf der Saugseite als auch auf der Druckseite ist die Verteilung des Totaldrucks äquivalent auf den Schaufeloberflächen.

- Kernströmung und Geschwindigkeitskomponenten der Relativströmung im Strömungskanal des Inducers, an den Ebenen 1-6:

Zusammenfassung:

Auf den Ebenen 1 bis 6 sind nur marginale Unterschiede bei der Ausprägung der negativen axialen und Umfangskomponente zu erkennen. Die radialen Strömungskomponenten sind ebenfalls kaum zu unterscheiden.

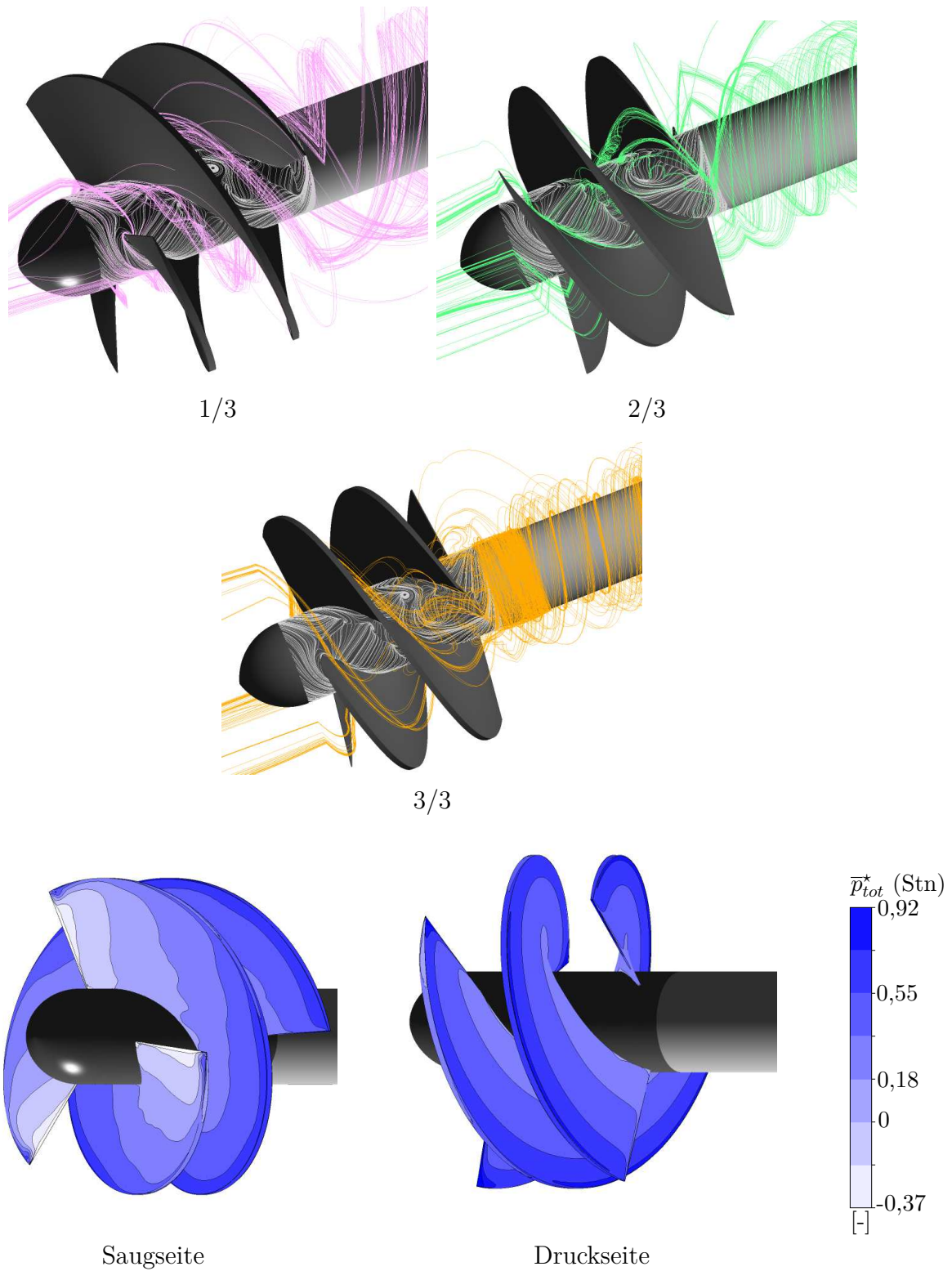
- $\bar{c}_{ax}$  stromab vom Inducer, an den Ebenen 0 und 1:

Rückströmungen mit negativen axialen Strömungskomponenten zeigen an den Ebenen 0 und 1 einen deutlichen Einfluss der axialen Baulänge. Beim Inducer I1 sind die Gebiete in ihrer axialen und radialen Ausprägung deutlich größer im Vergleich mit dem Inducer I1s.

- $\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{c}_{ax}$  und  $\bar{\alpha}$ , an der Ebene E2, stromab vom Inducer:

$\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{c}_{ax}$  und  $\bar{\alpha}$ :

Die Strömungszustände an der Ebene E2 zeigen nahe der Nabe einen Einfluss der axialen Baulänge. Im Bereich R1/3 zeigen sich beim Inducer I1s kleinere Winkel und kleinere axiale Geschwindigkeiten. Auch ist beim Inducer I1s der Totaldruck nahe der Nabe leicht erhöht im Vergleich mit dem Inducer I1.

Abbildung 6.18: Stromlinien und Totaldruck an Schaufeln , CFD |  $\varphi_{85}$  , IIs

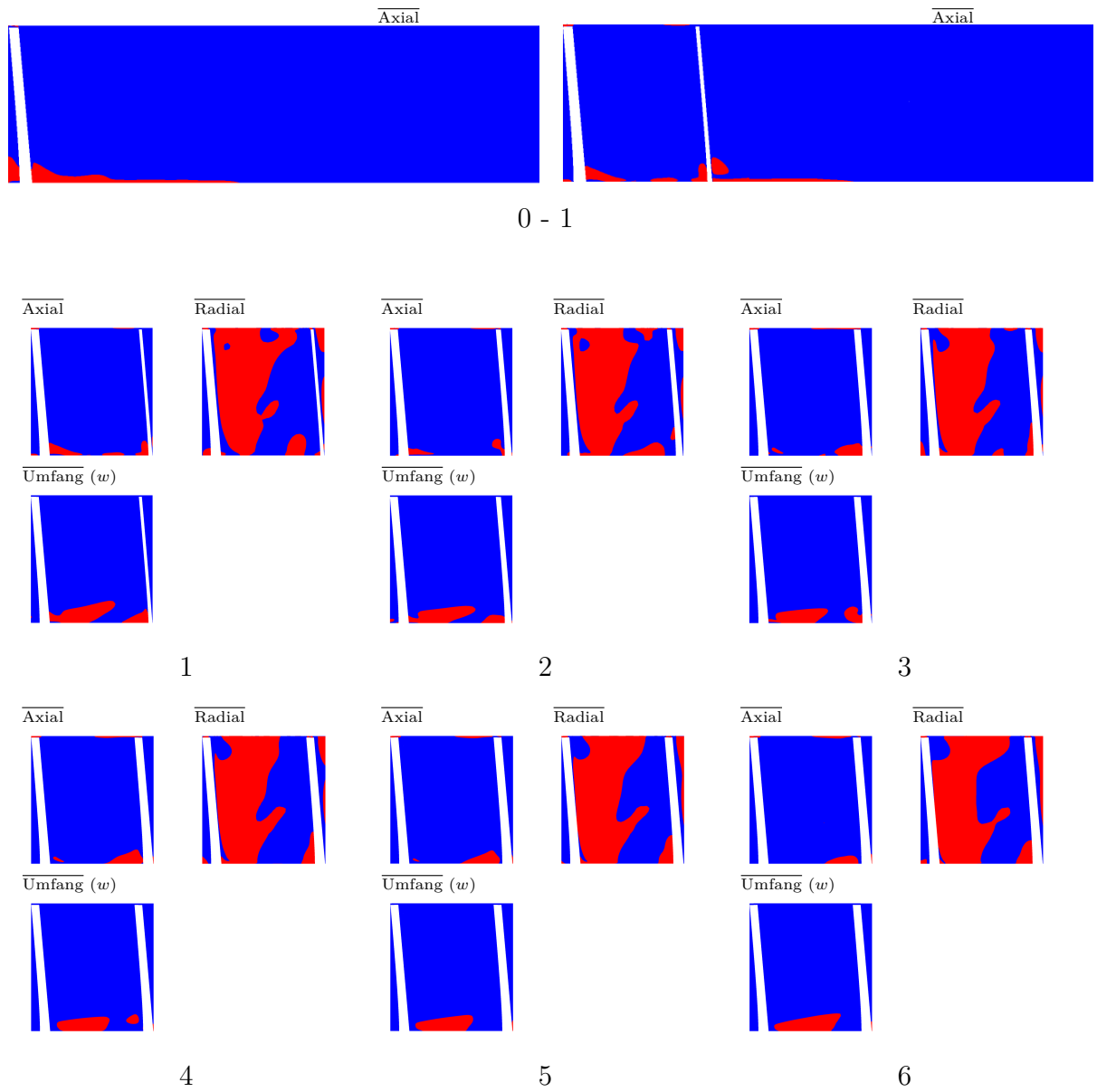
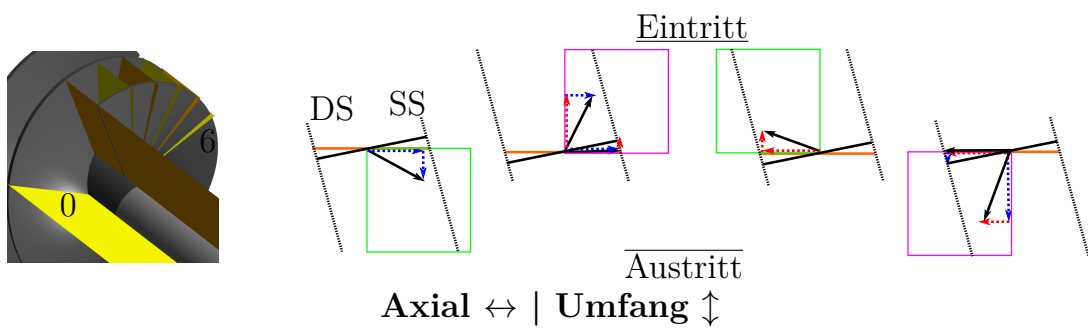
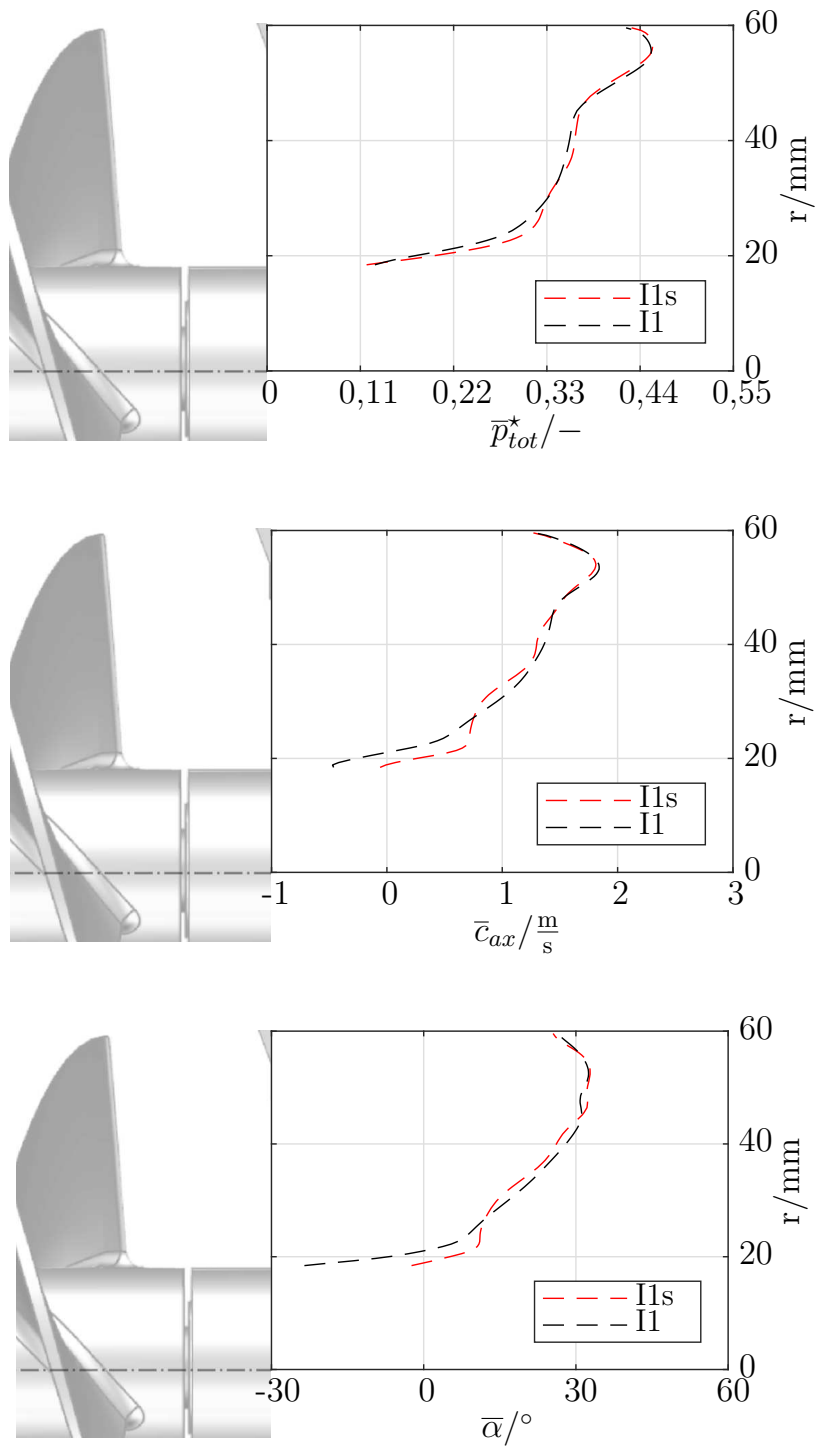


Abbildung 6.19: Ebenen , CFD |  $\varphi_{85}$  , IIs



Abbildung 6.20:  $\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{\alpha}$  und  $\bar{c}_{ax}$  an E2, CFD |  $\varphi_{85}$ , I1 I1s



## Überlast

in der Abbildung 6.23 wird ein Vergleich der Strömungszustände an der Ebene E2 für die Inducer I1 und I1s durchgeführt. Vergleich Abbildung 5.21 und 5.22. Die Abbildungen 6.21 und 6.22 zeigen die Ablösung und die Strömungszustände in der Schaufelpassage von Inducer I1s.

- Ablöselinien und singuläre Punkte, an der Nabe  
3D Verläufe der abgelösten Stromlinien, in der Schaufelpassage:

1/3, 2/3, 3/3:

Es sind keine Unterschiede zwischen I1 und I1s zu erkennen.

- $\bar{p}_{tot}^*$ , an den Schaufeloberflächen:

Es sind keine Unterschiede zwischen I1 und I1s zu erkennen.

- Kernströmung und Geschwindigkeitskomponenten der Relativströmung im Strömungskanal des Inducers, an den Ebenen 1-6:

Zusammenfassung:

Auf den Ebenen 1 bis 6 sind keine Unterschiede zwischen I1 und I1s zu erkennen.

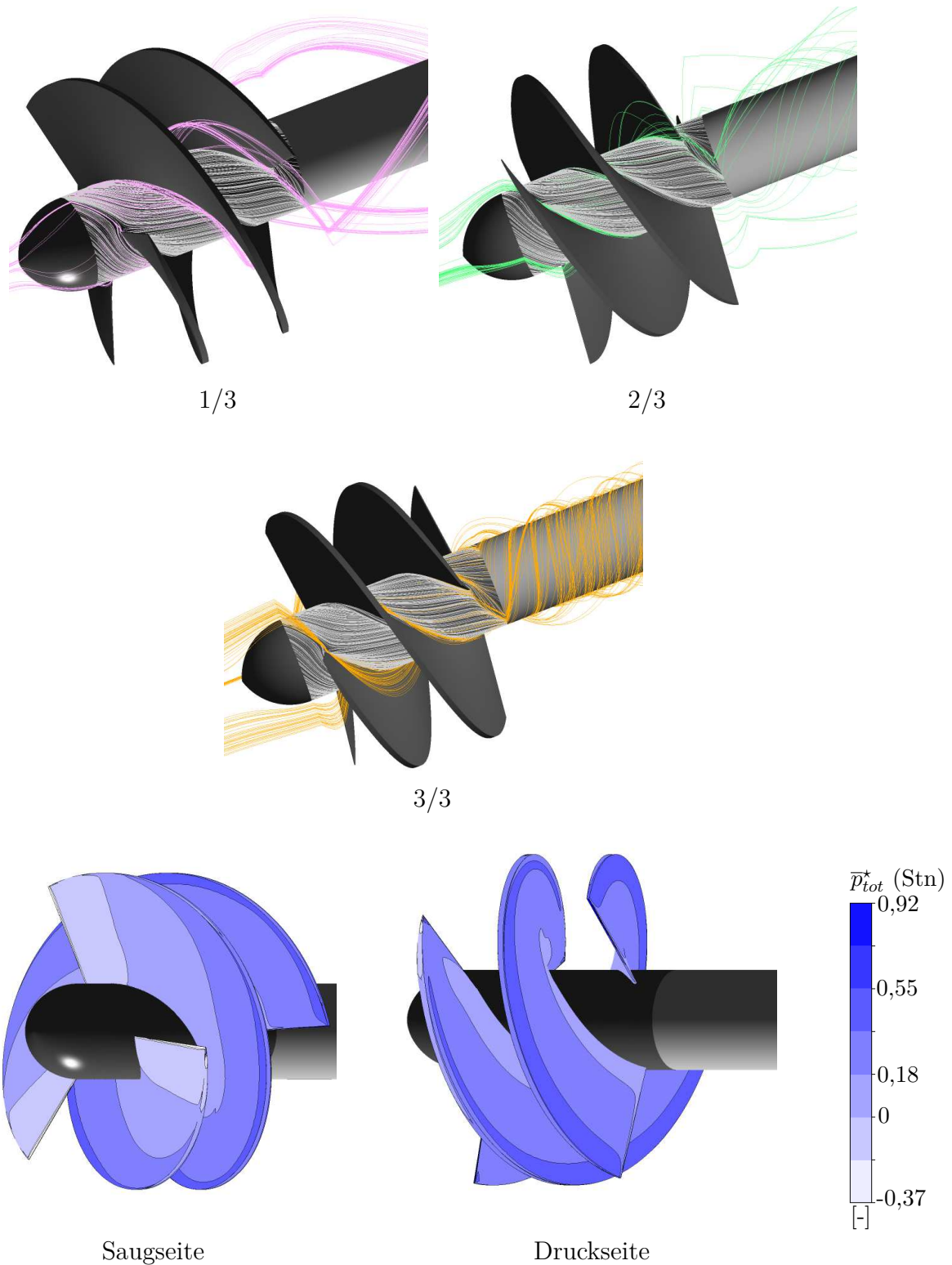
- $\bar{c}_{ax}$ , stromab des Inducer, an den Ebenen 0 und 1:

Bei den Inducern I1 und I1s sind keine negativen axialen Komponenten in der Auslaufstrecke zu erkennen.

- $\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{c}_{ax}$  und  $\bar{\alpha}$ , an der Ebene E2, stromab vom Inducer:

$\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{c}_{ax}$  und  $\bar{\alpha}$ :

Zwischen den Inducern I1 und I1s sind nur marginale Unterschiede bei den Strömungszuständen an der Ebene E2 zu erkennen. Die maximalen Werte der axialen Geschwindigkeit und des Strömungswinkels sind allerdings beim Inducer I1s ausgeprägter.

Abbildung 6.21: Stromlinien und Totaldruck an Schaufeln , CFD |  $\varphi_{120}$  , IIs

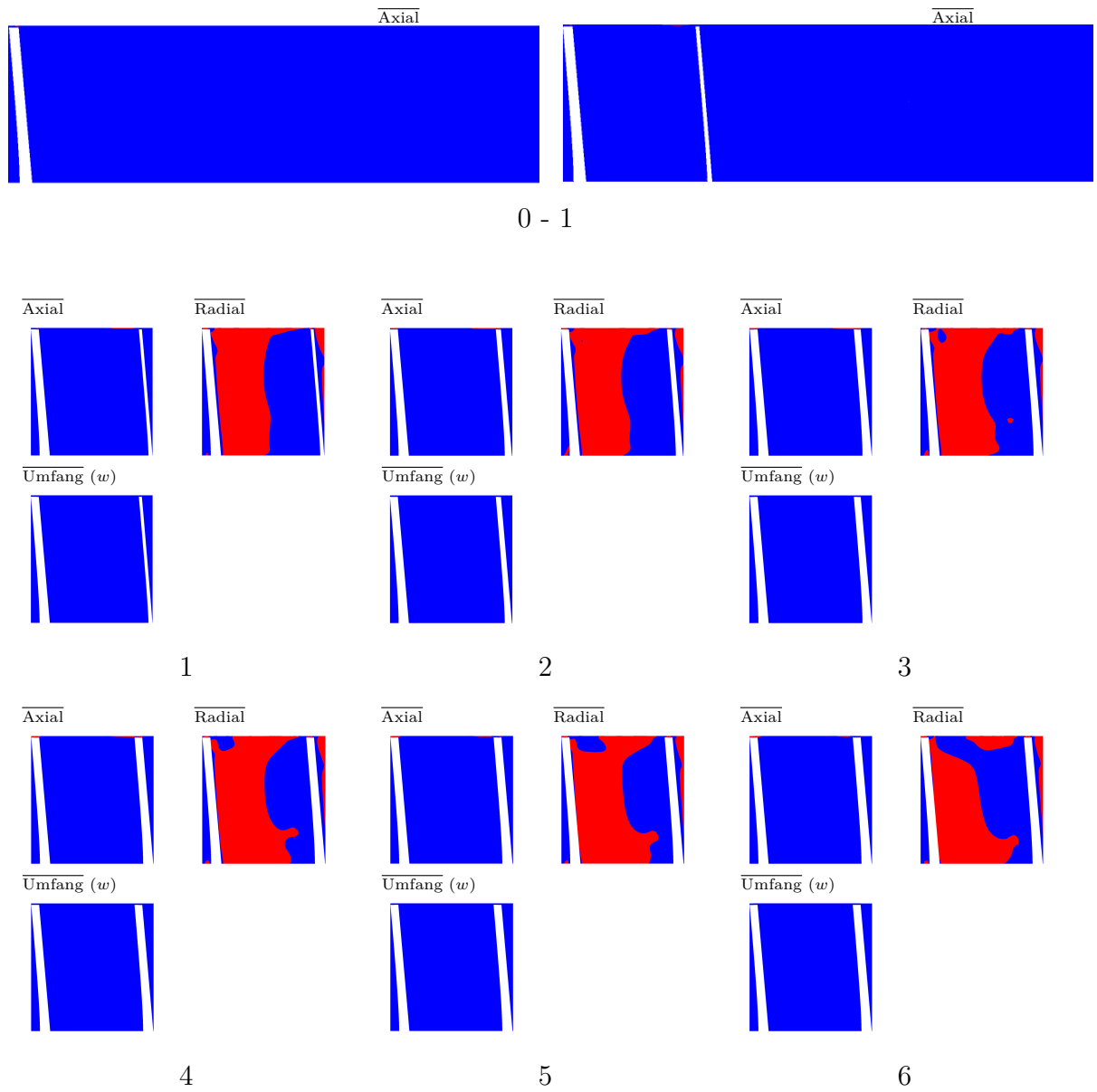
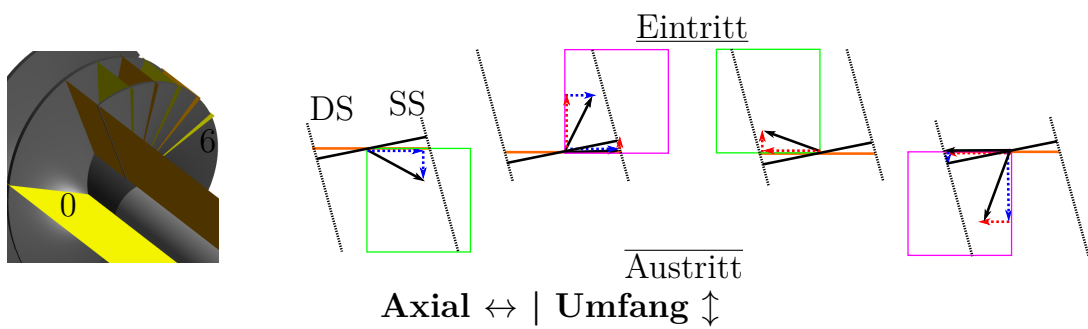
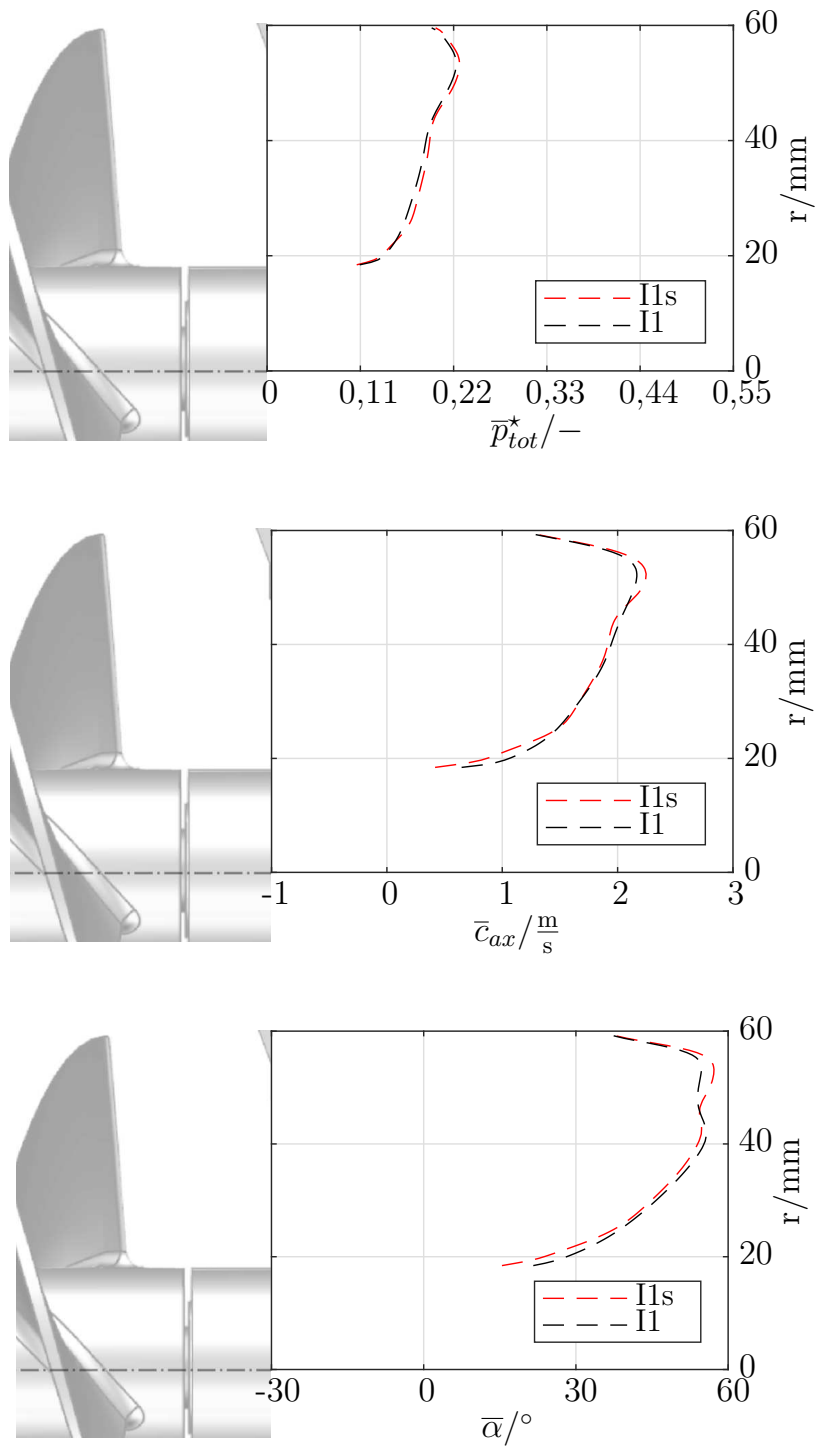


Abbildung 6.22: Ebenen , CFD |  $\varphi_{120}$  , IIs



Abbildung 6.23:  $\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{\alpha}$  und  $\bar{c}_{ax}$  an E2, CFD |  $\varphi_{120}$ , I1 I1s

### **Fazit - Vergleich I1s und I1**

Der Einfluss der axialen Baulänge auf die Strömung im Bereich der Nabe und in der Auslaufstrecke ist im Auslegungspunkt und bei Überlast marginal.

Bei Teillast sind in der Auslaufstrecke die negativen axialen Komponenten beim Inducer I1 ausgeprägter. Auch ergeben sich Unterschiede bei den Strömungszuständen an der Ebene E2 in der Auslaufstrecke nahe der Nabe. Besonders auffällig, aber nicht ausgeprägt, sind diese Unterschiede bei der axialen Geschwindigkeit und dem Strömungswinkel.

## 6.4.2 Vergleich I2s und I2

Ein Vergleich zwischen den Inducern I2 und I2s kann für

- Kernströmung und Geschwindigkeitskomponenten der Relativströmung im Strömungskanal des Inducers, an den Ebenen 1-6:

aus genannten Gründen nur für die Ebenen 1,2 und 3 erfolgen. Ab der Ebene 4 bis zur Ebene 6 erfolgt eine isolierte Betrachtung des Inducers I2s.

### Auslegungspunkt

Die Ablösung und die Strömungszustände in der Schaufelpassage werden in den Abbildungen 6.24 und 6.25 gezeigt. Vergleich Abbildung 5.24 und 5.25. Ein Vergleich der Strömungszustände an der Ebene E2 für die Inducer I2 und I2s erfolgt in der Abbildung 6.26.

- Ablöselinien und singuläre Punkte, an der Nabe  
3D Verläufe der abgelösten Stromlinien, in der Schaufelpassage:

1/3, 2/3, 3/3:

Ablöselinien und singuläre Punkte in den Bereichen 1/3 und 2/3 zeigen kaum eine Beeinflussung durch die axiale Kürzung. Im Bereich 3/3 ist bei Inducer I2s ein singulärer Punkt mit deutlich ausgeprägter Ablösung zu erkennen, der sich beim Inducer I2 nicht zeigt. Auch ist in der Auslaufstrecke die abgelöste Strömung des Inducers I2s verstärkt nahe der Nabe vorhanden.

- $\bar{p}_{tot}^*$ , an den Schaufeloberflächen:

Auf der Saugseite und auf der Druckseite ist die Verteilung des Totaldrucks äquivalent auf den Schaufeloberflächen für die Inducer I2 und I2s.

- Kernströmung und Geschwindigkeitskomponenten der Relativströmung im Strömungskanal des Inducers, an den Ebenen 1-3:

Umfangskomponente:

Bei dem Inducer I2s sind negative Umfangskomponenten in der Nähe der Nabe zu erkennen.

Axialkomponente:

Bei beiden Inducern ist nur eine positive axiale Komponente an den Ebene 1-3 vorhanden.

Radialkomponente:

Die positive Radialkomponente dominiert beim Inducer I2s auf allen Ebenen, wohingegen bei I2 nur von der Saugseite der Schaufeln bis hin zur Mitte positive Komponenten vorhanden sind.

Zusammenfassung:

Auf den Ebenen 1 bis 3 sind deutliche Unterschiede bei den Umfangskomponenten und den radialen Komponenten ersichtlich. Beim Inducer I2s zeigen sich Gebiete mit negativer Umfangskomponente auf der Nabe und die positive radiale Komponente ist ausgeprägter.

- Kernströmung und Geschwindigkeitskomponenten der Relativströmung im Strömungskanal des Inducers, an den Ebenen 4-6, für den Inducer I2s:

Umfangskomponente:

Von der Ebene 4 bis zur Ebene 6 zeigt sich ein Gebiet mit negativer Umfangskomponente nahe der Nabe auf der Saugseite, das in Richtung des Eintritts auf der Ebene 6 abnimmt.

Axialkomponente:

Auf den Ebenen 4 - 6 sind nur positive axiale Komponenten vorhanden.

Radialkomponente:

In Richtung des Einlasses dominieren auf der Ebene 6 die positiven radialen Komponenten auf den Ebenen. Auf der Ebene 4 zeigt sich ein Bereich mit negativer radialer Komponente im Bereich der Nabe und der Druckseite, der sich hin zu Ebene 6 verkleinert.

Zusammenfassung:

Schon beim Eintritt kommt es im Teil des Rückschnittes zu Ablösungen und Rückströmungen in Richtung des Einlasses an der Nabe.

- $\bar{c}_{ax}$  stromab vom Inducer, an den Ebenen 0 und 1:

Beim Inducer I2s kommt es axial ausgeprägteren Bereichen mit negativer axialer Strömung nahe der Nabe.

- $\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{c}_{ax}$  und  $\bar{\alpha}$ , an der Ebene E2, stromab vom Inducer:

$\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{c}_{ax}$  und  $\bar{\alpha}$ :

Auf der Ebene E2 unterschieden sich die Inducer I2 und I2s nur marginal hinsichtlich der Druck-, Geschwindigkeits- und Winkelverteilung. Auffällig ist, dass das Geschwindigkeitsmaximum für den Inducer I2 ausgeprägter ist im Vergleich mit I2s.

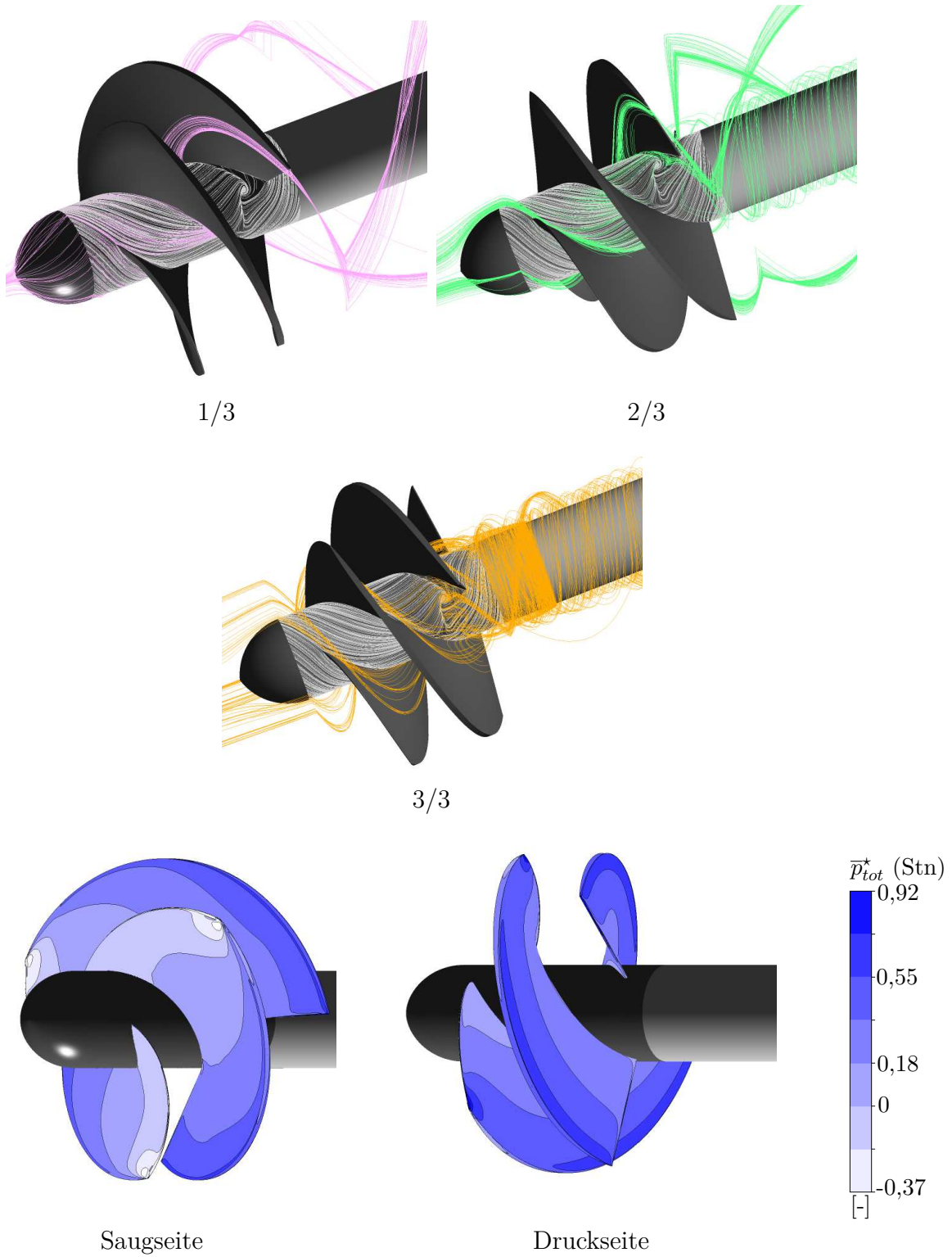


Abbildung 6.24: Stromlinien und Totaldruck an Schaufeln , CFD |  $\varphi_{dp}$  , I2s



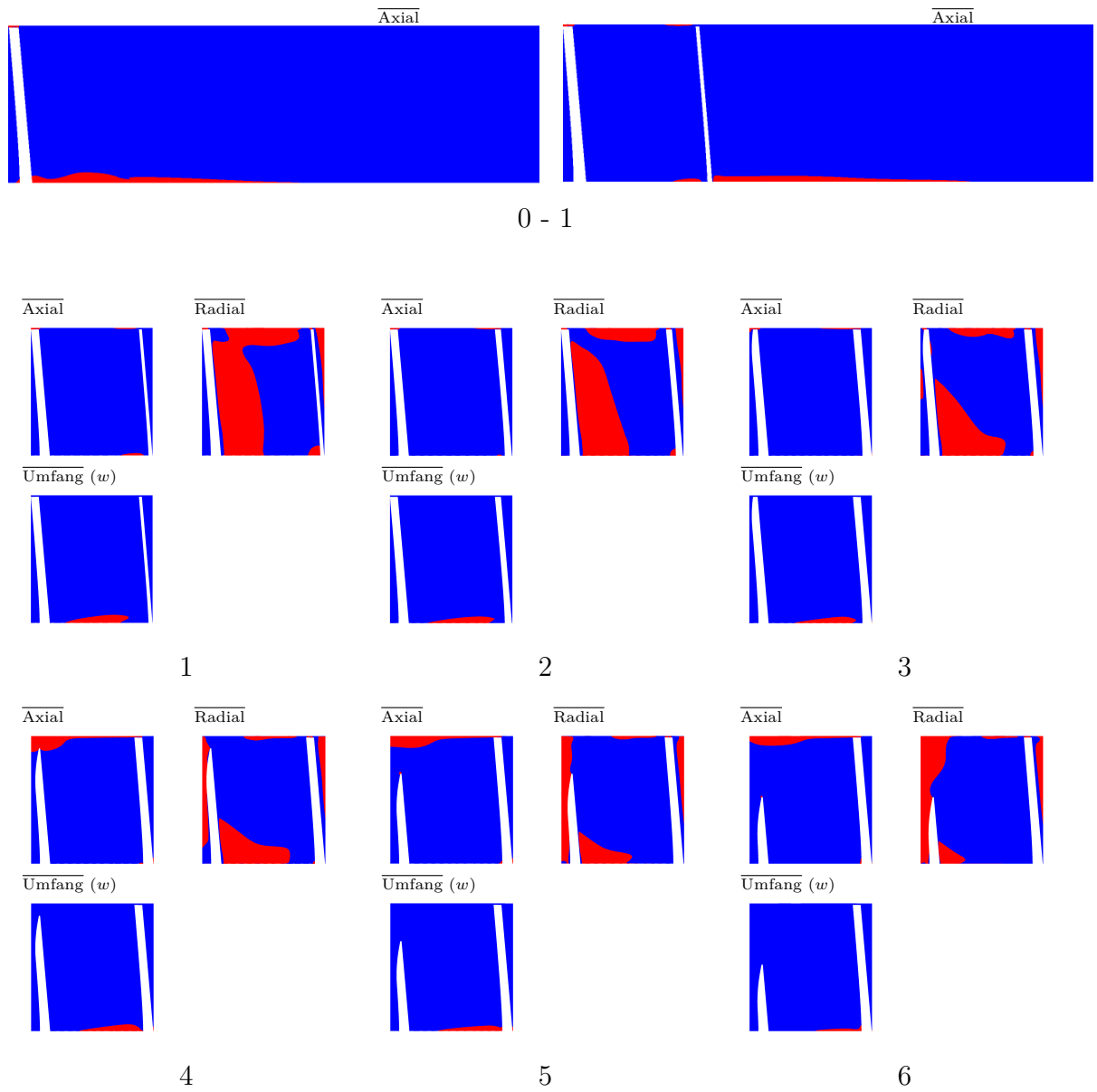
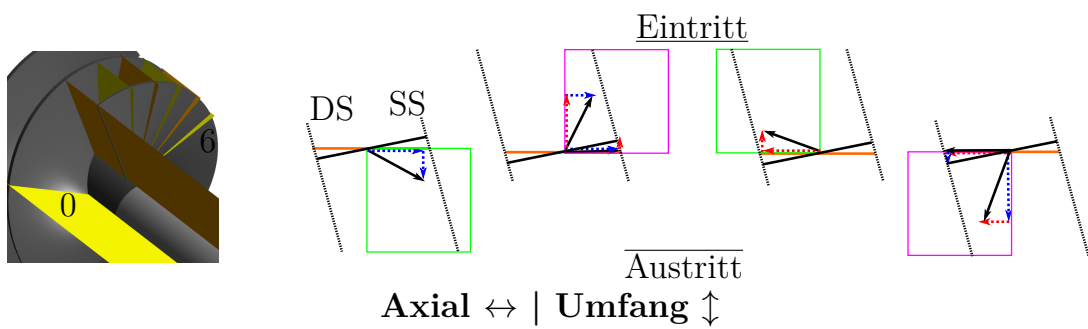
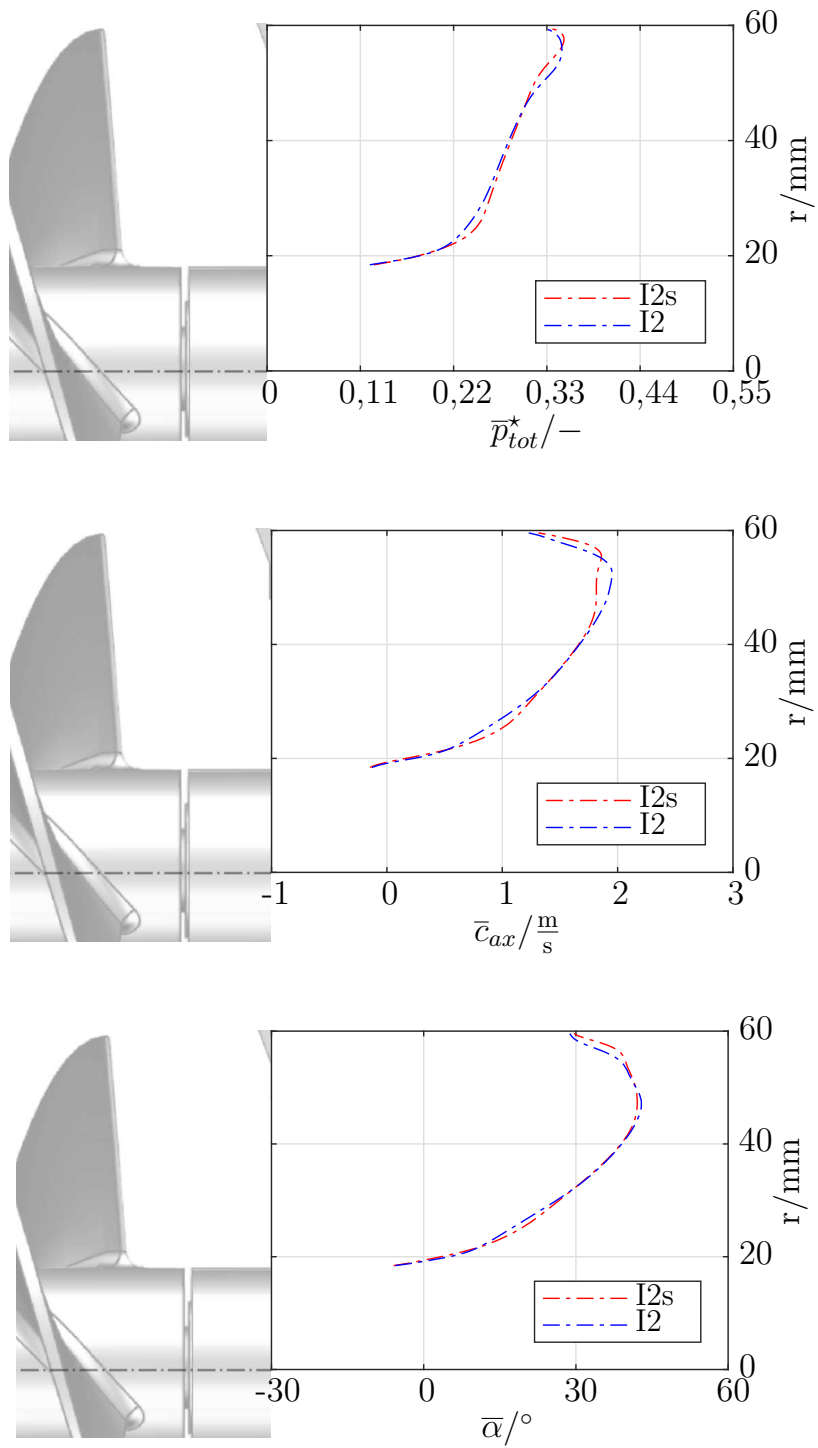


Abbildung 6.25: Ebenen , CFD |  $\varphi_{dp}$  , I2s



Abbildung 6.26:  $\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{\alpha}$  und  $\bar{c}_{ax}$  an E2, CFD |  $\varphi_{dp}$ , I2 I2s

### Teillast

Die Ablösung und die Strömungszustände in der Schaufelpassage zeigen Abbildung 6.27 und 6.28. Vergleich Abbildung 5.27 und 5.28. Ein Vergleich der Strömungszustände an der Ebene E2 für die Inducer I2 und I2s erfolgt durch Abbildung 6.29.

- Ablöselinien und singuläre Punkte, an der Nabe  
3D Verläufe der abgelösten Stromlinien, in der Schaufelpassage:

1/3, 2/3, 3/3:

Die Ablöselinien im Bereich 1/3 zeigen keine Beeinflussung durch die Kürzung des Inducers I2. Der Bereich 2/3 ist deutlich beeinflusst, sodass es hier beim Inducer I2 zu signifikanten Bereichen in der Mitte der Schaufelpassage mit Ablösung kommt. Beim Inducer I2s erfolgt Ablösung dagegen konzentriert am Übergang von der Nabe zur Schaufel. Am Austritt sind beim Inducer I2s im Bereich 3/3 Ablöselinien und singuläre Punkte ersichtlich, beim Inducer I2 sind die Gebiete mit Ablösung nicht ausgeprägt. Im Auslassbereich kommt es beim Inducer I2 zu Strömungen nahe der Nabe mit ausgeprägter Umfangskomponente bei Stromlinien der Ablösung im Bereich 3/3.

- $\bar{p}_{tot}^*$ , an den Schaufeloberflächen:

Auf der Saugseite und auf der Druckseite ist die Verteilung des Totaldrucks äquivalent auf den Schaufeloberflächen für die Inducer I2 und I2s.

- Kernströmung und Geschwindigkeitskomponenten der Relativströmung im Strömungskanal des Inducers, an den Ebenen 1-3:

Umfangskomponente:

Beide Inducer zeigen Bereiche mit negativer Umfangskomponente nahe der Nabe. Für Inducer I2 sind sie von der Nabe losgelöst, bei Inducer I2s liegen sie an der Nabe an.

Axialkomponente:

Bei beiden Inducern sind Bereiche mit negativer axialer Strömungskomponente vorhanden, beim Inducer I2s konzentrieren sie sich nahe der Saugseite. Beim Inducer I2 sind die Bereiche im Bereich zwischen Saug- und Druckseite verteilt.

Radialkomponente:

Die positive Radialkomponente dominiert beim Inducer I2s an den Ebene 3, 2 und 1. Beim Inducer I2 kommt es zu Bereichen mit dominierender negativer radialer Komponente nahe der Druckseite.

Zusammenfassung:

Auf den Ebenen 1 bis 3 sind deutliche Unterschiede bei allen Komponenten der Relativströmung zu erkennen.

- Kernströmung und Geschwindigkeitskomponenten der Relativströmung im Strömungskanal des Inducers, an den Ebenen 4-6, für den Inducer I2s:

Umfangskomponente:

Von der Ebene 4 bis zur Ebene 6 zeigt sich ein Gebiet mit negativer Umfangskomponente nahe der Nabe auf der Saugseite, das in Richtung des Eintritts auf der Ebene 6 abnimmt.

Axialkomponente:

Auf den Ebenen 4-6 sind überwiegend positive axiale Komponenten vorhanden.

Radialkomponente:

In Richtung des Einlasses dominieren ab der Ebene 6 die positiven radialen Komponenten an den Ebenen. Auf der Ebene 4 zeigt sich ein Bereich mit negativer radialer Komponente im Bereich der Nabe und der Druckseite, der sich hin zur Ebene 6 verkleinert.

Zusammenfassung:

Schon am Eintritt kommt es im Teil des Rückschnittes zu Rückströmungen und Ablösungen in Richtung des Einlasses an der Nabe.

- $\bar{c}_{ax}$  stromab vom Inducer, an der Ebenen 0 und 1:

Beim Inducer I2s kommt es axial ausgeprägteren Bereichen mit negativer axialer Strömung nahe der Nabe.

- $\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{c}_{ax}$  und  $\bar{\alpha}$ , an der Ebene E2, stromab vom Inducer:

$\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{c}_{ax}$  und  $\bar{\alpha}$ :

Auf der Ebene E2 unterscheiden sich die Inducer I2 und I2s hinsichtlich der axialen Geschwindigkeit und der Winkelverteilung. Im Bereich  $R2/2$  ist die axiale Geschwindigkeit bei I2s nahezu konstant und bei I2 bildet sich ein prägnantes Maximum aus. Bei den Winkeln ist dieses Verhalten gegensätzlich, der Winkel ist bei I2 nahezu konstant und bei I2s bildet sich ein eindeutiges Maximum heraus. Bei beiden Inducern kommt es in der Nähe des Gehäuses zum Abfall der Winkel.

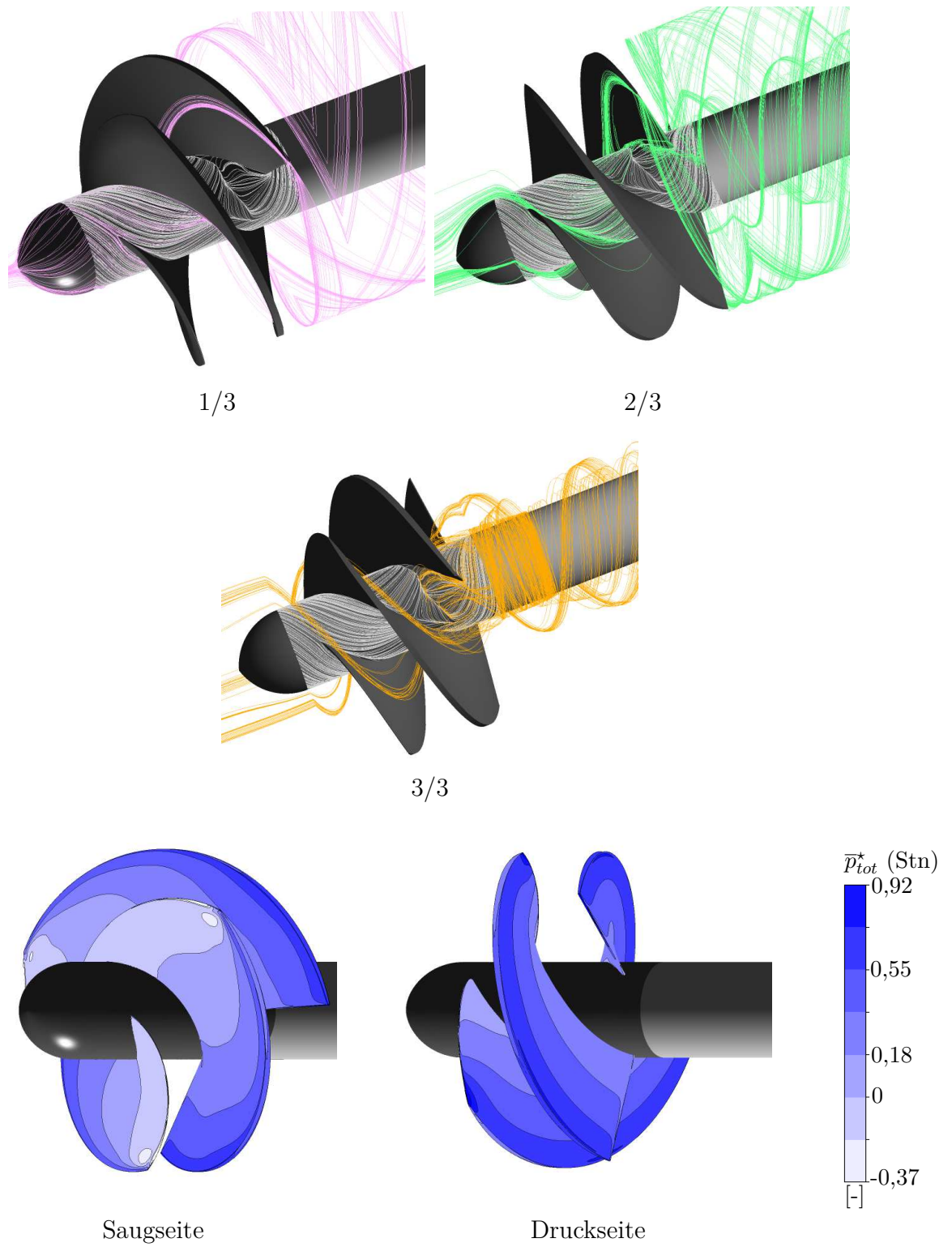


Abbildung 6.27: Stromlinien und Totaldruck an Schaufeln , CFD |  $\varphi_{85}$  , I2s

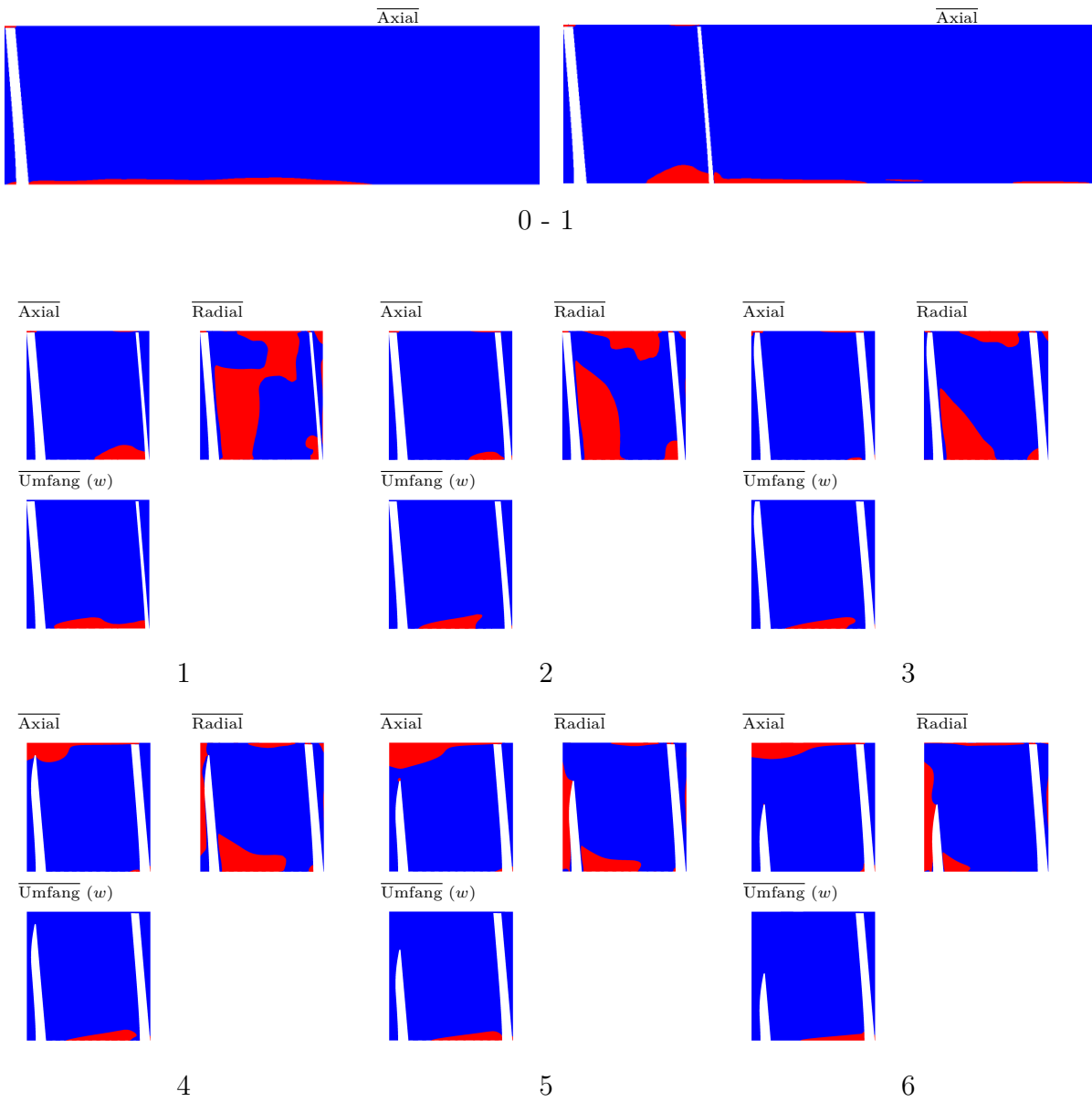
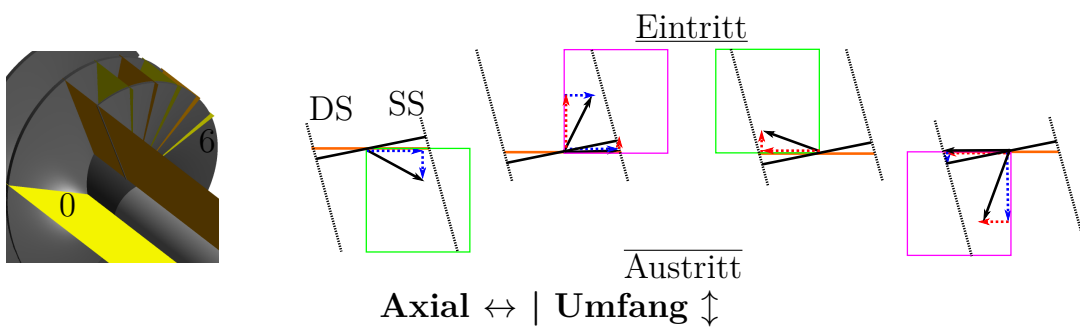


Abbildung 6.28: Ebenen , CFD |  $\varphi_{85}$  , I2s



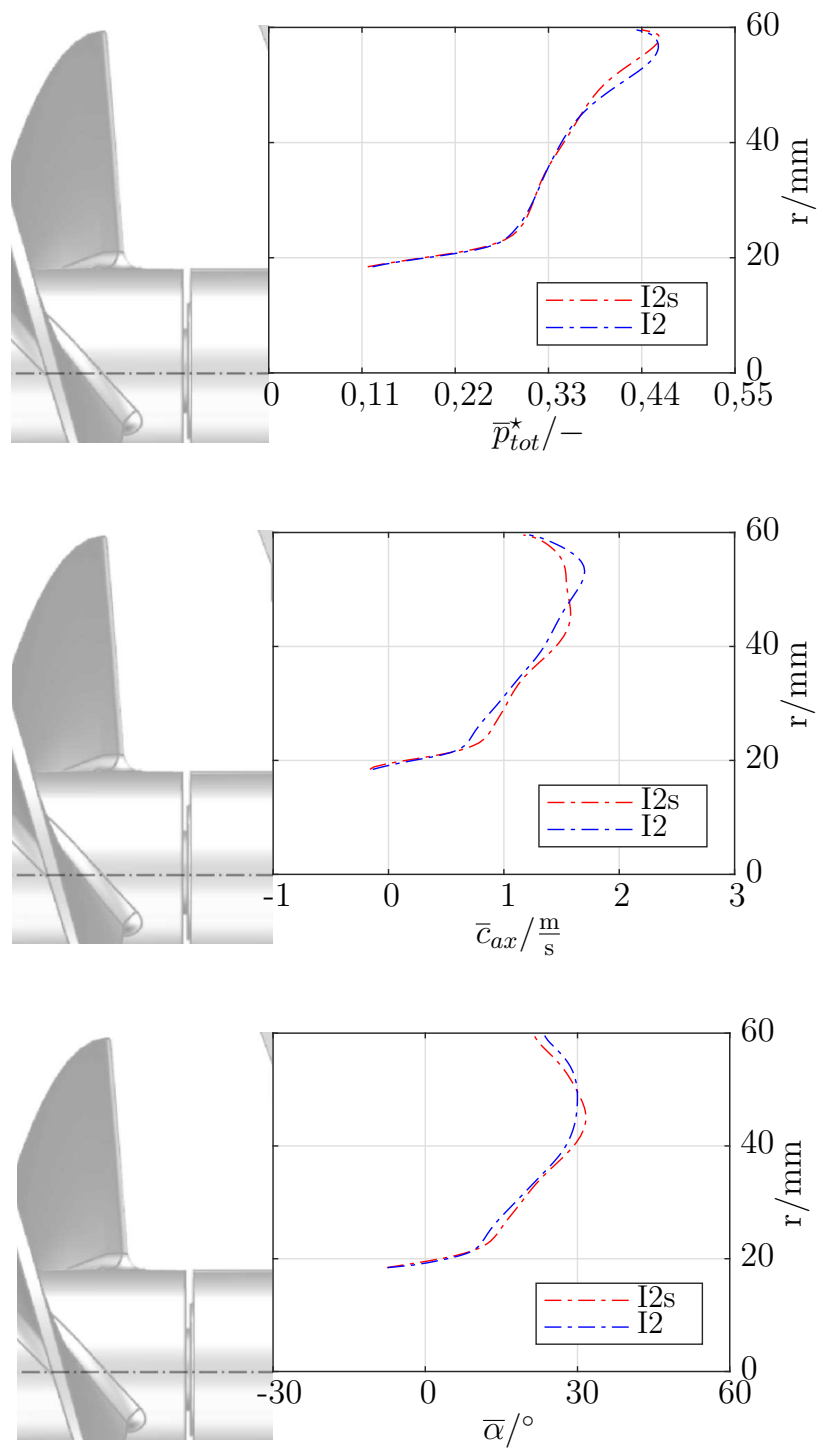


Abbildung 6.29:  $\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{\alpha}$  und  $\bar{c}_{ax}$  an E2, CFD |  $\varphi_{85}$ , I2 I2s

## Überlast

Die Ablösung und die Strömungszustände in der Schaufelpassage werden in den Abbildungen 6.30 und 6.31 dargestellt. Vergleich Abbildung 5.30 und 5.31. Ein Vergleich der Strömungszustände auf der Ebene E2 bei den Inducern I2 und I2s erfolgt durch die Abbildung 6.32.

- Ablöselinien und singuläre Punkte, an der Nabe  
3D Verläufe der abgelösten Stromlinien, in der Schaufelpassage:

1/3, 2/3, 3/3:

Es sind keine Einflüsse der axialen Länge auf die Entstehung von Ablösungen an der Nabe ersichtlich.

- $\bar{p}_{tot}^*$ , an den Schaufeloberflächen:

Auf der Saugseite und auf der Druckseite ist die Verteilung des Totaldrucks äquivalent auf den Schaufeloberflächen bei den Inducern I2 und I2s.

- Kernströmung und Geschwindigkeitskomponenten der Relativströmung im Strömungskanal des Inducers, an den Ebenen 1-3:

Umfangskomponente:

Beide Inducer zeigen überwiegend positive Bereiche an den Zonen der Ebenen 1-3.

Axialkomponente:

Beide Inducer zeigen nur positive Bereiche für die axiale Komponente auf allen Zonen der Ebenen 1-3.

Radialkomponente:

Die positive Radialkomponente dominiert beim Inducer I2s auf den Ebenen 3, 2 und 1. Beim Inducer I2 ist an der Druckseite der Schaufeln bis zur Mitte der Schaufelpassage die negative Komponente dominierend. Im restlichen Bereich dominiert die positive Komponente.

Zusammenfassung:

Auf den Ebenen 1 bis 3 sind keine Unterschiede bei der axialen und der Umfangskomponente der Relativströmung zu erkennen. Die positive radiale Komponente ist bei I2s ausgeprägter.



- Kernströmung und Geschwindigkeitskomponenten der Relativströmung im Strömungskanal des Inducers, an den Ebenen 4-6, für den Inducer I2s:

Umfangskomponente:

Beide Inducer zeigen nur positive Bereiche auf allen Zonen der Ebenen 4-6.

Axialkomponente:

Beide Inducer zeigen rein positive Bereiche für die axiale Komponente an den gesamten Bereichen der Ebene 4-6.

Radialkomponente:

Auf den Ebenen 4-6 dominieren die positiven radialen Komponenten der Relativströmung.

Zusammenfassung:

Es sind keine Gebiete mit Rückströmungen zu erkennen.

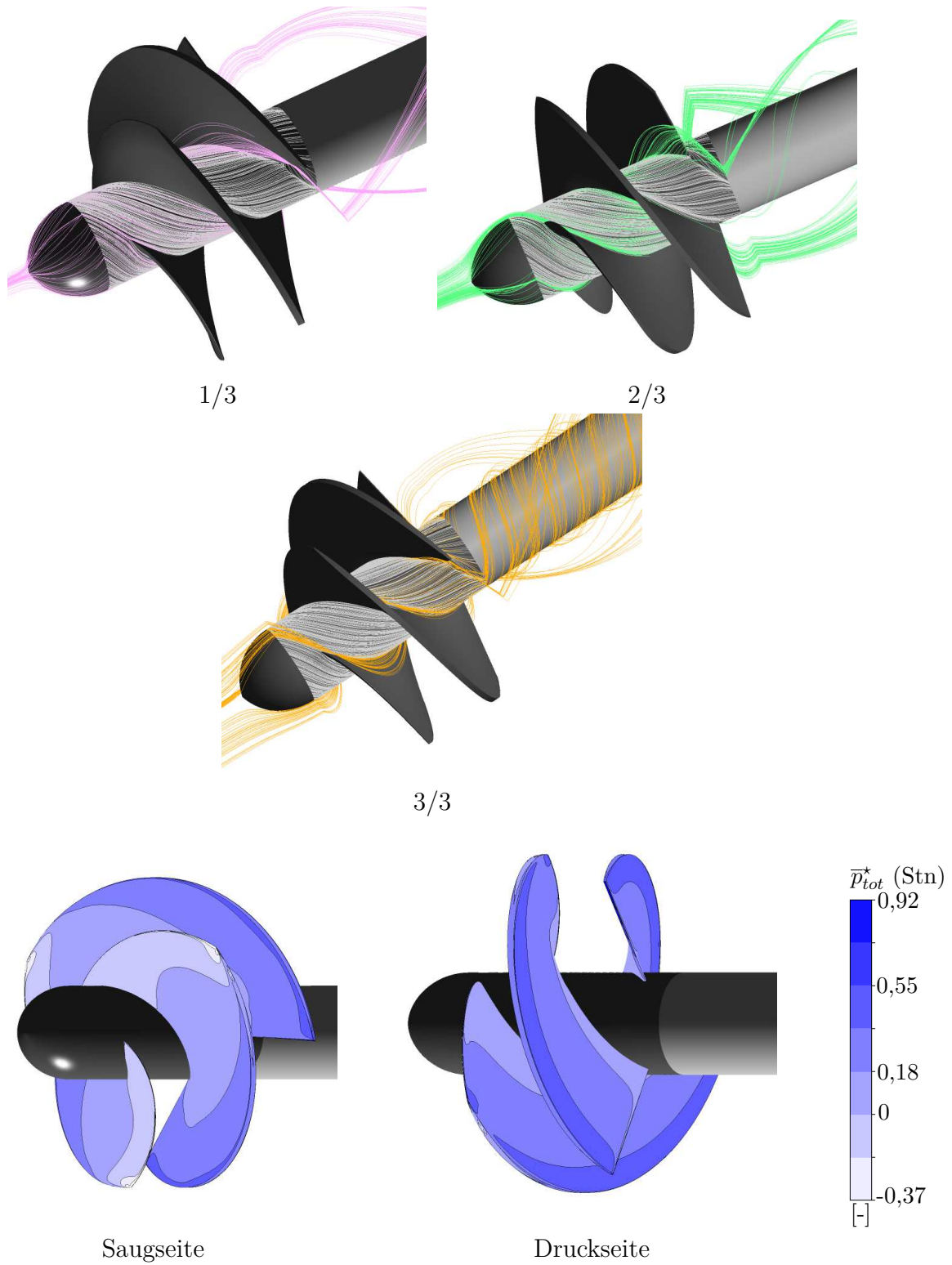
- $\bar{c}_{ax}$  stromab vom Inducer, an den Ebenen 0 und 1:

Bei den Inducern I2 und I2s sind keine negativen axialen Komponenten auf den Ebenen 0 und 1 ersichtlich.

- $\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{c}_{ax}$  und  $\bar{\alpha}$ , an der Ebene E2, stromab vom Inducer:

$\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{c}_{ax}$  und  $\bar{\alpha}$ :

Auf der Ebene E2 unterscheiden sich die Inducer I2 und I2s nur marginal. Bei Überlast hat die Kürzung des Inducers keinen ausgeprägten Einfluss auf den Zustand der Strömung in der Auslaufstrecke des Inducers.

Abbildung 6.30: Stromlinien und Totaldruck an Schaufeln , CFD |  $\varphi_{120}$  , I2s

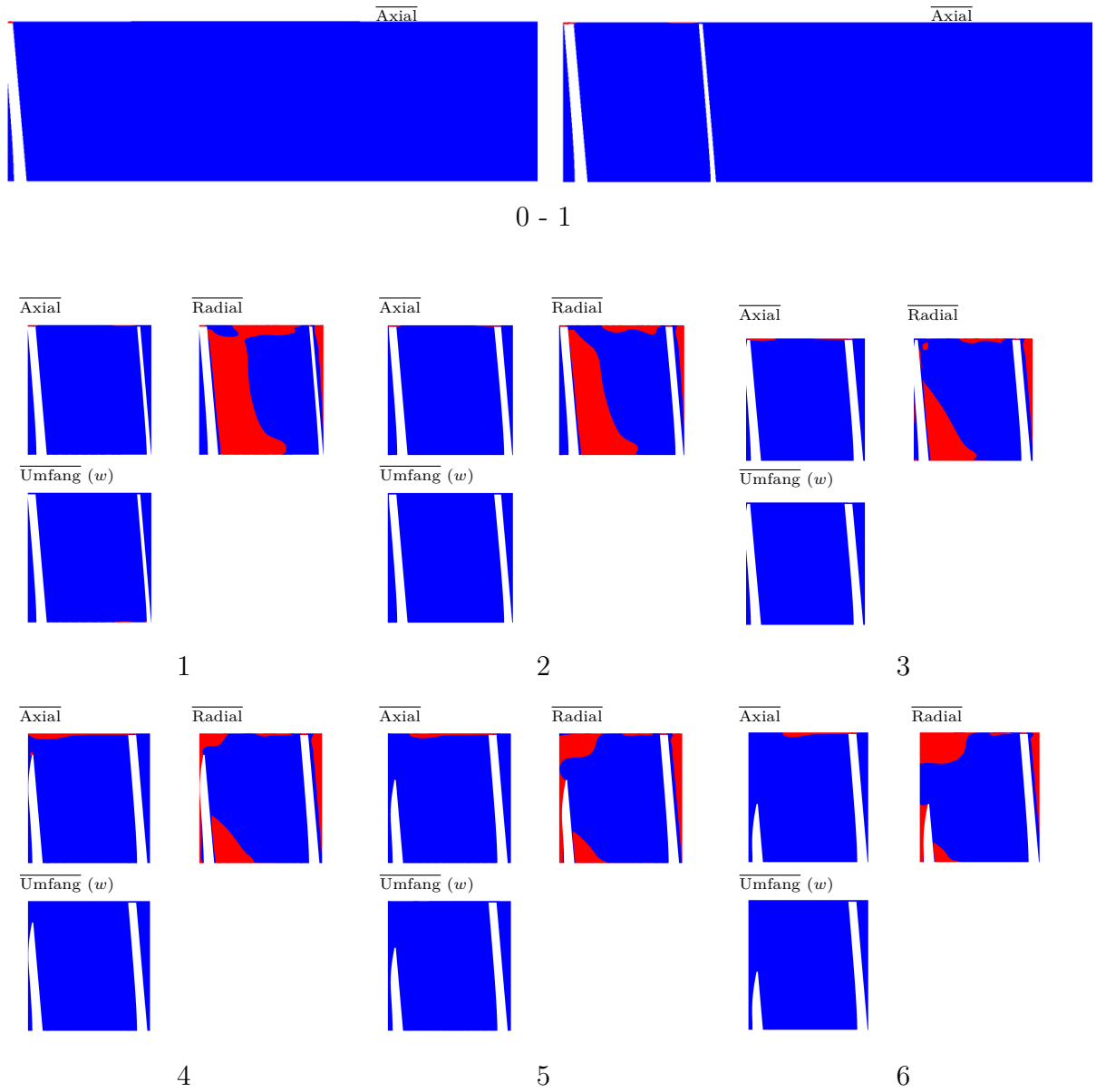
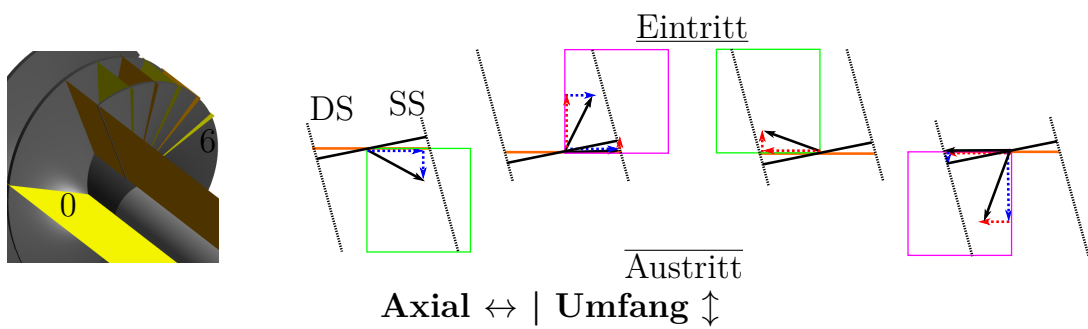
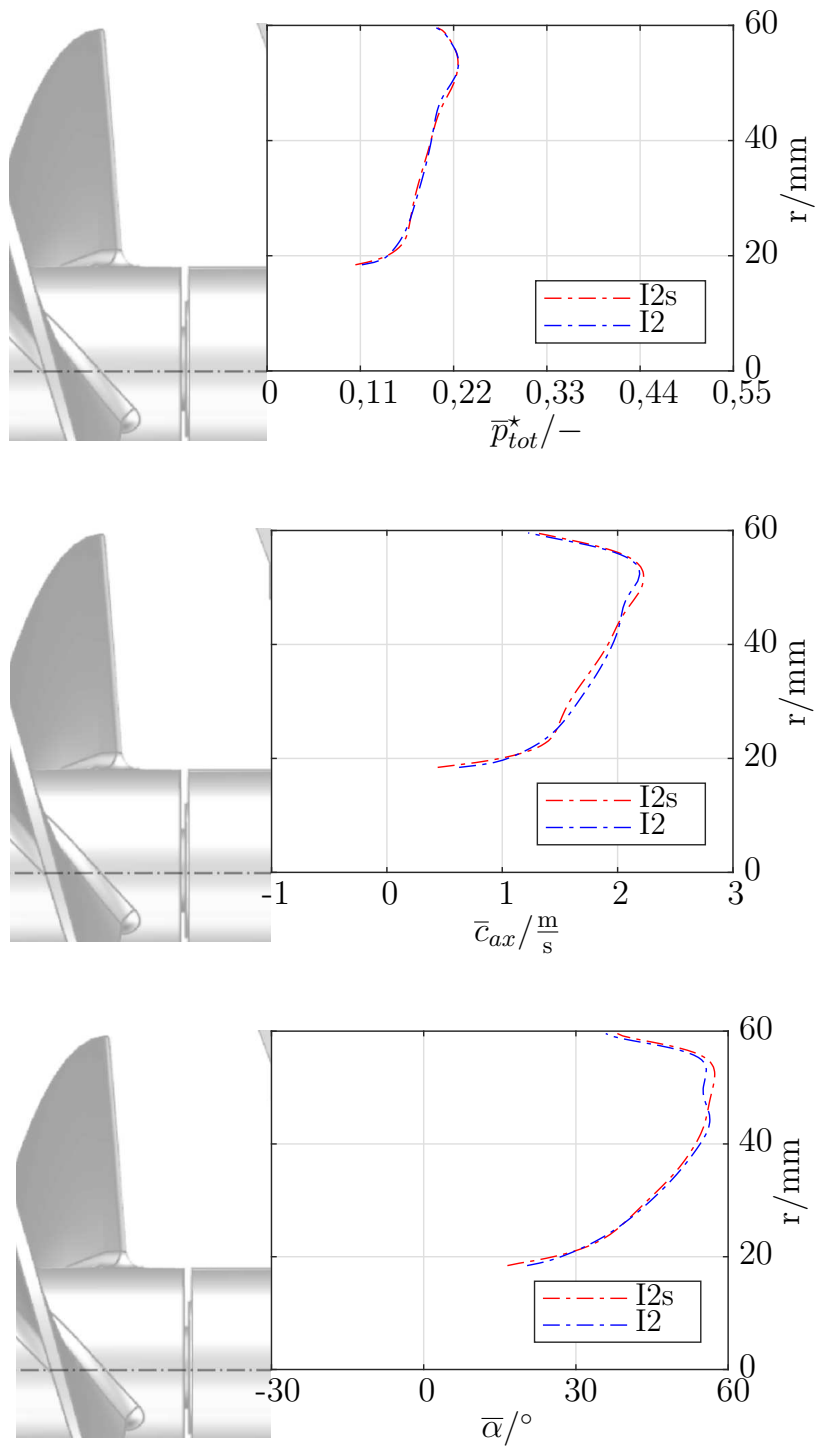


Abbildung 6.31: Ebenen , CFD |  $\varphi_{120}$  , I2s



Abbildung 6.32:  $\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{\alpha}$  und  $\bar{c}_{ax}$  an E2, CFD |  $\varphi_{120}$ , I2 I2s

## Fazit - Vergleich I2s und I2

Der Einfluss der axialen Baulänge ist bei Überlast marginal. Bei Teillast und im Auslegungspunkt ergeben sich in der Auslaufstrecke Unterschiede bei den Strömungszuständen an der Ebene E2 in der Auslaufstrecke nahe der Nabe. Besonders auffällig, aber nicht ausgeprägt, sind diese Unterschiede bei der axialen Geschwindigkeit und dem Strömungswinkel.

### 6.4.3 Vergleich I1s und I2s

Ein Vergleich der Inducer I1s und I2s, wie er im Kapitel 5.5 für I1 und I2 durchgeführt wurde, erweist sich aufgrund der bis hier durchgeführten Vergleiche als nahezu obsolet. Im Folgenden ist eine kurze Zusammenfassung zum Vergleich der an der Ebene E2 vorherrschenden Strömungszustände gegeben. Im Anhang werden die entsprechenden Diagramme zur Vollständigkeit aufgeführt.

Betriebspunkte I1s und I2s:

Die Abhängigkeit der Strömungszustände von den Betriebspunkten an der Ebene E2 verhält sich bei den Inducern I1s und I2s äquivalent zu der bei den Inducern I1 und I2. Das Niveau des Totaldrucks steigt bei sinkenden Lieferzahlen. Die axiale Geschwindigkeit und der Strömungswinkel sinken in Ihrem Niveau bei sinkenden Lieferzahlen. Die Verläufe und Gradienten entsprechen denen bei den langen Inducern mit einer jeweils äquivalenten Gestaltung der Vorderkante.

I1s-I2s:

Auf der Ebene E2 lässt sich der folgende Einfluss der Schaufelvorderkante auf die Strömung in der Auslaufstrecke erschließen:

Bei Überlast und im Auslegungspunkt ist der Unterschied zwischen den Inducern I1s und I2s marginal für den Verlauf des Totaldrucks und des Strömungswinkels  $\bar{\alpha}$ . Der Unterschied beim Verlauf der axialen Geschwindigkeit ist zu erkennen, aber nicht ausgeprägt.

Bei Teillast unterscheiden sich die Inducer I1s und I2s. Für den Inducer I1s ist eine größere Schwankung der axialen Geschwindigkeit entlang der radialen Position zu erkennen. Das Niveau ist allerdings dem des Inducers I2s ähnlich.



# 7 Zusammenfassung & Ausblick

## 7.1 Zusammenfassung

Die Strömung im Bereich der Nabe und die axiale Baulänge wurden für Inducer mit einer rein axialen Meridiankontur und einer unterschiedlichen Gestaltung der Vorderkante untersucht. Der Fokus lag auf der Untersuchung zweier Arbeitshypothesen, die sich auf offene Fragen aus der bis heute vorliegenden Literatur beziehen. Numerische Untersuchungen sind durch die sich ergebende Detailtiefe der Fragen notwendig und wurden entsprechend durchgeführt. Um die Plausibilität der numerischen Ergebnisse zu garantieren, wurden diese mit experimentellen Untersuchungen validiert. Alle Untersuchungen erfolgten bei nicht kavitierenden Strömungsbedingungen und sind für drei Betriebspunkte durchgeführt, um ein grundlegendes Verständnis der Strömung zu erlangen.

Numerische Untersuchungen liefern folgende Ergebnisse:

Die Strömung im Bereich der Nabe ist für Lieferzahlen kleiner gleich der Lieferzahl im Auslegungspunkt abgelöst. Die Ablösung nimmt mit sinkender Lieferzahl zu. Nahe der Nabe verursacht die Ablösung eine Minderung des Druckaufbaus innerhalb der Schaufelpassage und am Austritt des Inducers. Der Einfluss der Vorderkante und der axialen Länge auf die Ablösung fällt allerdings nur so marginal aus, dass kein Einfluss auf den Druckaufbau und die Verteilung des Durchsatzes in der Auslaufstrecke von der Nabe bis zum Gehäuse zu erkennen ist. Die durch die Ablösung verursachten negativen Einflüsse sind weitgehend unabhängig von der Gestaltung der Vorderkante und der axialen Länge. Eine Kürzung der Inducer hat nur einen marginalen Einfluss auf die Strömung innerhalb der Schaufelpassage im Bereich der Nabe. In der Auslaufstrecke kann durch die Reduzierung der axialen Länge eine leichte Minderung der Rückströmung erreicht werden.

Es wurde gezeigt, dass die axiale Baulänge um 26% von der Schaufelvorderkante zur Schaufelhinterkante reduziert werden kann, ohne die Strömungszustände und den generierten maximalen Druck zu beeinflussen bzw. zu reduzieren. Die vorliegenden Untersuchungen zeigen auch, dass eine weitere Kürzung der axialen Länge möglich erscheint.

Die zur Validierung der Simulation durchgeführten grundlegenden experimentellen Untersuchungen zeigen außerdem keinen Einfluss der Gestaltung der Vorderkante und der Baulänge auf die allgemeine hydraulische Performance. Sowohl bei der

Druckzahl und dem Wirkungsgrad als Funktion der Lieferzahl als auch bei der Druckzahl als Funktion der Kavitationszahl sind nur marginale Unterschiede zu erkennen.

Neben den Arbeitshypothesen wurde zusätzlich der Einfluss der Modellierung der Terme des Reynolds-Spannungs-Tensors der RANS-Gleichungen auf die numerische approximierten hydraulischen Eigenschaften untersucht. Unterschieden werden Wirbelviskositätsmodelle und ein Reynolds-Spannungs-Modell. Für die Betrachtung der generellen hydraulischen Eigenschaften wie der Druckerhöhung zwischen Ein- und Austritt, des Totaldrucks und des Strömungswinkels am Austritt sind keine markanten Unterschiede zwischen den Modellierungsansätzen zu erkennen. Einfache und auf die hydraulische Performance ausgerichtete Untersuchungen können daher mit zeitsparenden Modellen wie dem Wirbelviskositätsmodell SST durchgeführt werden. Modelle mit einer besseren Darstellung der physikalischen Details (SSG-Modell) ergeben hier keine exakteren Ergebnisse.

## 7.2 Ausblick

Im Anschluss an die isolierte Betrachtung der Strömungszustände ohne Kavitation sind die Einflüsse kavitierender Strömung zu untersuchen. Speziell die axiale Baulänge muss nicht nur hinsichtlich des Druckaufbaus geeignet dimensioniert werden. Die Eignung, die Gasphase der Kavitation bis zum Erreichen des Austritts abzubauen, ist essenziell für einen Inducer. Es ist der Punkt zu bestimmen, an dem die axiale Baulänge die Gasphase der Kavitation bis zum Austritt nicht mehr abbauen kann. In einer Korrelation mit dem maximalen Druck an der Hinterkante kann so die Baulänge des Inducers vollständig definiert werden.

Es wurde gezeigt, dass die Strömung im Bereich der Nabe ablöst und dass die Druckerhöhung im Bereich der Nabe gering ausfällt. Dies zeigt sich auch stromab nach dem Inducer durch den verringerten Totaldruck in der Höhe der Nabe und einen ungleichmäßig verteilten Durchsatz. Die Vorderkante und die axiale Baulänge haben nur einen äußerst geringen Einfluss auf die Ablösung der Strömung an der Nabe und keinen Einfluss auf die daraus resultierenden Druckverluste. In einem weiteren Schritt ist zu untersuchen, wie die Ablösung an der Nabe reduziert werden kann, um eine gleichmäßigere Druckverteilung und gleichmäßigeren Durchsatz entlang des Radius zu ermöglichen.



# Literaturverzeichnis

- [Aco92] A. J. Acosta. Flow in inducer pumps, an apercu. International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC), 1992.
- [AIA88] AIAA. *Guide: Guide for the Verification and Validation of Computational Fluid Dynamics Simulations*. AIAA G-077-1998(2002), 1988.
- [Ans17] Ansys. Cfx Documentation, 2017.
- [ATP16] D. Anderson, J.C. Tannehill, and R.H. Pletcher. *Computational fluid mechanics and heat transfer, Third edition*. CRC Press, 2016.
- [BABC93] A. Bhattacharyya, A. Acosta, C. E. Brennen, and C. K. Caughey. Observation on off-design flows in non-cavitating axial flow inducers. *American Society of Mechanical Engineers, FED (Paper)*, 154, 1993.
- [BFR80] J. Bardina, J. H. Ferziger, and W. C. Reynolds. Improved subgrid models for large eddy simulation. *AIAA Paper*, 1980.
- [BKNR03] F. Bakir, S. Kouidri, R. Noguera, and R. Rey. Experimental analysis of an axial inducer influence of the shape of the blade leading edge on the performances in cavitating regime. *Journal of Fluids Engineering*, 125(2):293–301, 2003.
- [BP71] D.W. Bryer and R.C. Pankhurst. Pressure probe methods for determining wind speed and flow direction. *The Aeronautical Journal of the Royal Aeronautical Society*, 75((1971)), 1971.
- [Bre94] C.E. Brennen. *Hydrodynamics of Pumps*. Oxford University Press, 1994.
- [CABCA<sup>+</sup>15] Rafael Campos-Amezcuca, Farid Bakir, Alfonso Campos-Amezcuca, Sofiane Khelladi, Manuel Palacios-Gallegos, and Robert Rey. Numerical analysis of unsteady cavitating flow in an axial inducer. *Applied Thermal Engineering*, 75:1302 – 1310, 2015.

- [Car57] H. Carpenter. Performance of cavitating axial inducers with varying tip clearance and solidity. Thesis aeronautical engineer, California Institute of Technology, 1957.
- [CB66] P. Cooper and H. B. Bosch. *Three-Dimensional Analysis of Inducer Fluid Flow*, volume NASA CR-54836. NASA, 1966.
- [CDCJR04] O. Coutier-Delgosha, Y. Courtot, F. Jousselein, and J.-L. Reboud. Numerical simulation of the unsteady cavitation behavior of an inducer blade cascade. *AIAA Journal*, 42(3):560–569, 2004.
- [CDFPR03] O. Coutier-Delgosha, R. Fortes-Patella, and J.L. Reboud. Evaluation of the turbulence model influence on the numerical simulations of unsteady cavitation. *Proceedings of the ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting*, 1:341–346, 2003.
- [CDFPR<sup>+</sup>05] O. Coutier-Delgosha, R. Fortes-Patella, J.-L. Reboud, N. Hakimi, and C. Hirsch. Numerical simulation of cavitating flow in 2d and 3d inducer geometries. *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 48(2):135–167, 2005.
- [Chu75] S.H. Chue. Pressure probes for fluid measurement. *Progress in Aerospace Sciences*, 16(2):147–223, 1975.
- [Dav04] P. A. Davidson. *turbulence An Introduction For Scientists and Engineers*. Oxford Univ. Press, 2004.
- [DEI12] DIN-EN-ISO. *9906, Rotodynamic pumps Hydraulic performance acceptance tests*. Beuth Verlag GmbH, 2012.
- [dTPC08] L. d’Agostino, L. Torre, A. Pasini, and A. Cervone. On the preliminary design and noncavitating performance prediction of tapered axial inducers. *Journal of Fluids Engineering*, 130(11):111303–1–111303–8, 2008.
- [Fle17] S. Fleder. *Mehrphasenströmung von GasWasserGemischen und instationäre Vorgänge bei Kavitation in Seitenkanalpumpen*. PhD thesis, TU Kaiserslautern, 2017.
- [FP08] J. H. Ferziger and M. Peric. *Numerische Strömungsmechanik*. Springer Berlin Heidelberg, 2008. DOI 10.1007/978-3-540-68228-8.
- [GC18] M. Geib and T. Carl. Auslegung einer Kreiselpumpe mit Inducer und Strömungsvisualisierung durch Öl-Anstrichbilder. Bachelorarbeit, TU Kaiserslautern, 2018.

- [GMB17] B. Gwiasda, M. Mohr, and M. Böhle. Investigations of inducers operating with high rotational speed. International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC), 2017.
- [GMB19] B. Gwiasda, M. Mohr, and M. Böhle. Investigations of inducers operating with high rotational speed. *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, 141(4), 2019.
- [GMHVB19] B. Gwiasda, M. Mohr, D. Herrmann-Verspagen, and M. Böhle. Influence of turbulence models in transient simulations of inducers under steady operation. ASME - JSME - KSME Joint Fluids Engineering (AJKFluids), 2019.
- [GMKB17] B. Gwiasda, M. Mohr, W. Kitsche, and M. Böhle. Entwicklung von Inducern für Raketentreibstoffpumpen. Technical Report BMWi 50RL1440, Raumfahrtmanagement des DLR, 2017. Schlussbericht.
- [Gue10] J. F. Guelich. *Kreiselpumpen*. Springer Berlin Heidelberg, 2010. DOI 10.1007/978-3-642-05479-2.
- [Gue13] J. F. Guelich. *Kreiselpumpen*. Springer Berlin Heidelberg, 2013. DOI 10.1007/978-3-642-40032-2.
- [Ham99] C. P. Hamkins. *The Surface Flow Angle In Rotating Flow: Application to the Centrifugal Pump Impeller Side Gap*. PhD thesis, TU Kaiserslautern, 1999.
- [Haw55] W. R. Hawthorne. Some formulae for the calculation of secondary flow in cascades. Technical Report FM 2217, Department of Engineering University of Cambridge, 1955.
- [Hel09] D.-H. Hellmann. *Kreiselpumpen-Lexikon*. KSB Aktiengesellschaft, 2009.
- [HHC54] H. Herzig, A. Hansen, and G.R. Costello. A visualization study of secondary flows in cascades. Technical Report 1163, National Advisory Committee for Aeronautics, 1954. Technical Note.
- [HL73] J.H. Horlock and B. Lakshminarayana. Secondary flows : Theory, experiment and application in turbomachinery aerodynamics. *IN : Annual Review of Fluid Mechanics Book: Publ. by Annual Reviews INC., USA*, 5((1973)):247–280, 1973.
- [Hus48] B. Huston. Accuracy of airspeed measurements and flight calibration

procedures. Technical Report No. 1605, NACA, 1948. Technical Note.

- [HV19] D. Herrmann-Verspagen. Experimentelle und numerische transiente Untersuchungen an Inducern. Masterarbeit, TU Kaiserslautern, 2019.
- [Jak71] K. J. Jakobsen. *Liquid Rocket Engine Turbopump Inducers*, volume NASA SP-8052 of *NASA Space Vehicle Design Criteria*. NASA, 1971.
- [Jap86] D. Japikse. *Advanced Experimental Techniques in Turbomachinery*. Concepts ETI, Inc., 1986.
- [Jap01] D. Japikse. Overview of industrial and rocket turbopump inducer design. *The 9th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*, 2001.
- [Jap02] D. Japikse. Overview of commercial pump inducer design. *The 9th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*, 2002.
- [JCG08] JCGM. Evaluation of measurement data - guide to the expression of uncertainty in measurement, 2008.
- [Jf73] A. Janigro and F. ferrini. Recent progress in pump research. Technical Report 61, Von Karman Institute for fluid dynamics, 1973. Lecture Series.
- [JMF97] D. Japikse, W.D. Marscher, and R.B. Furst. *Centrifugal Pump Design and Performance*. Concepts ETI, Inc., 1997.
- [KMH<sup>+</sup>87] K. Kikuyama, K. Minemura, Y. Hasegawa, E. Asakura, and M. Murakami. Unsteady pressure distributions on the impeller blades of a centrifugal pump-impeller operating off-design. *American Society of Mechanical Engineers (Paper)*, 1987.
- [Kna19] A. Knapp. *Numerische und experimentelle Untersuchung der Auswirkungen von Auslegungsmethoden für Spiralgehäuse auf die Performance einer Kreiselpumpe*. PhD thesis, TU Kaiserslautern, 2019.
- [Lak69] B. Lakshminarayana. *Investigations and analysis of flow phenomena of secondary motions in axial flow inducers*, volume NGL-39-009-007. NASA, 1969.
- [Lak72] B. Lakshminarayana. Visualization study of flow in axial flow in-

- ducer. *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, 94(4):777–787, 1972.
- [Lak73] B. Lakshminarayana. Three-dimensional flow field in rocket pump inducers. part 1: Measured flow field inside the rotating blade passage and at the exit. *ASME Pap*, 1973.
- [Lak74] B. Lakshminarayana. *Experimental and Analytical Investigations of Flow Through Rocket Pump Inducer*, volume NSG537. NASA, 1974.
- [Lak81] B. Lakshminarayana. Analytical and experimental study of flow phenomena in noncavitating rocket pump inducers. *NASA Contractor Reports*, 1981.
- [Lak82] B. Lakshminarayana. Fluid dynamics of inducers - a review. *Journal of Fluids Engineering*, 104:411–427, 1982.
- [Lak96] B. Lakshminarayana. *Fluid dynamics and heat transfer of turbomachinery*. John Wiley and Sons, Inc., 1996.
- [LG75] B. Lakshminarayana and C.A. Gorton. Three-dimensional flow field in rocket pump inducers. part 2: Three dimensional mean flow and turbulence inside the rotor passage. *ASME Pap*, 1975.
- [LH63] B. Lakshminarayana and J.H. Horlock. Review: Secondary flows and losses in cascades and axial-flow turbomachines. *International Journal of Mechanical Sciences*, 5(3):287–307, 1963.
- [LH67] B. Lakshminarayana and J. H. Horlock. Leakage and Secondary Flows in Compressor Cascades. Technical Report No. 3483, Ministry of Technology, 1967.
- [Li11] W.-G. Li. Head curve of noncavitating inducer. *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, 133(2):24501–1–24501–8, 2011.
- [LWH19] W. Ley, K. Wittmann, and W. Hallmann. *Handbuch der Raumfahrttechnik*. Hanser, 2019.
- [MGB<sup>+</sup>17] M. Mohr, B. Gwiasda, D. Bourdon, E. Zink, W. Kitsche, and M. Böhle. Investigation of an existing inducer for a rocket lox propellant pump and design proposal for an advanced application. Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress (DLRK), 2017.
- [MKA80] M. Murakami, K. Kikuyama, and E. Asakura. Velocity and pressure distributions in the impeller passages of centrifugal pumps. *Journal*

*of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, 102(4):420–426, 1980.

- [NAS] Langley research center turbulence modeling resource. <https://turbmodels.larc.nasa.gov/>. Eingesehen am 17.1.2019.
- [NB06] W. Nitsche and A. Brunn. *Strömungsmesstechnik*. Springer Berlin Heidelberg, 2006. DOI 10.1007/3-540-32487-9.
- [OBD09] H. Oertel, M. Böhle, and U. Dohrmann. *Strömungsmechanik*. Vieweg + Teubner, 2009.
- [SAM] Webpräsenz des sam lehrstuhls. <https://www.mv.uni-kl.de/sam/>. Eingesehen am 25.08.2019.
- [SG06] H. Schlichting and H. Gersten. *Grenzschicht-Theorie*. Springer Berlin Heidelberg, 2006. DOI 10.1007/3-540-32985-4.
- [SL12] A. J. Smits and T. T. Lil. *Flow Visualization Techniques and Examples*. Imperial College Press, 2012.
- [Smi57] A. G. Smith. on the generation of streamwise component of vorticity for flows in rotating passages. *Aeronautical Quarterly*, 8, 1957.
- [Sut64] M. Sutton. Improving the cavitation performance of centrifugal pumps with helical inducers. *BHRA Paper TN 814*, 1964.
- [Vol17] M. Vollmer. Stationäre und transiente CFD-Untersuchungen zum Einfluss von Turbulenzmodellen bei Inducern. Masterarbeit, TU Kaiserslautern, 2017.

# Nomenklatur

## Einheiten

Zeichen	Bedeutung
<i>h</i>	Stunde
<i>H</i>	Hertz
<i>kg</i>	Kilogramm
<i>K</i>	Kelvin
<i>m</i>	Meter
<i>min</i>	Minute
<i>N</i>	Newton
<i>Nm</i>	Newtonmeter
<i>Pa</i>	Pascal
<i>rpm</i>	Umdrehungen in der Minute
<i>rad</i>	Radian
<i>W</i>	Watt
°	Grad

## Lateinische Formelzeichen

Zeichen	Bedeutung	Einheit
<i>a</i>	Zählvariable	
<i>c</i>	Absolutgeschwindigkeit	<i>m/s</i>
<i>d</i>	Durchmesser	<i>m</i>
<i>f</i>	Frequenz	<i>1/s</i>
<i>g</i>	Gravitationskonstante	<i>m/s<sup>2</sup></i>
<i>i</i>	Inzidenzwinkel	°
<i>j</i>	Zählvariable	
<i>k</i>	Versperrung	
<i>l</i>	Länge	<i>m</i>
<i>n</i>	Drehzahl	<i>min<sup>-1</sup></i>
<i>n<sub>SS</sub></i>	Saugzahl	

$p$	Druck	$Pa$
$r$	Radius	$m$
$t$	Teilung	$m$
$t_{95}$	Überdeckungsfaktor	
$u$	Umfangsgeschwindigkeit	$m/s$
$u_{Pg}$	Unsicherheit	
$w$	Relativgeschwindigkeit	$m/s$
$x$	(Kartesische)Koordinate	$m$
$y$	(Kartesische)Koordinate	$m$
$y^+$	Dimensionsloser Wandabstand	
$z$	(Kartesische)Koordinate	$m$
$A$	Fläche	$m^2$
$D$	Durchmesser	$m$
$H$	Förderhöhe	$m$
$K$	Zählvariable	
$L$	Länge	$m$
$N$	Länge	$m$
$NPSH$	Net Positiv Suction Head	$m$
$M$	Drehmoment	$Nm$
$P$	Druck	$Pa$
$P_{Verlust}$	Verlustleistung	$W$
$P_{Antrieb}$	Antriebsleistung	$W$
$P$	Druck	$Pa$
$Re$	Reynolds-Zahl	
$T_{\varepsilon_s}$	Verhältnis Spitze/Nabe Rückschnittswinkel	
$T$	Temperatur	$K$
$U_{fkt}$	Abweichung	
$Q$	Volumenstrom	$m^3/h$
$X$	Länge	$m$
$Z$	Schaufelzahl	

## Griechische Formelzeichen

Zeichen	Bedeutung	Einheit
$\alpha$	Winkel	$^\circ$
$\beta$	Winkel	$^\circ$
$\delta$	Grenzschichtdicke	$m$
$\varepsilon$	Rückschnittswinkel	$^\circ$
$\eta$	Wirkungsgrad	
$\nu$	Kinematische Viskosität	$m^2/s$



$\rho$	Dichte	$kg/m^3$
$\sigma_c$	Kavitationszahl	
$\sigma$	Standartabweichung	
$\varphi$	Lieferzahl	
$\psi$	Druckzahl	
$\omega$	Winkelgeschwindigkeit	$rad/s$
$\Delta\Theta$	Umschlingungswinkel	$^\circ$
$\Delta P_{RMS}$	Pulsationsenergie	
$\Delta P$	Differenzdruck	$Pa$
$\Delta p$	Differenzdruck	$Pa$
$\Theta$	Drehwinkel Sonde	$^\circ$
$\Omega_{ss}$	Spezifische Saugzahl	

## Indizes

Zeichen	Bedeutung
1	Eintritt Inducer
2	Austritt Inducer
25	Teillast, 0,25 · Auslegungspunkt
60	Teillast, 0,60 · Auslegungspunkt
69	Teillast, 0,69 · Auslegungspunkt
70	Teillast, 0,70 · Auslegungspunkt
85	Teillast, 0,85 · Auslegungspunkt
100	Mittlung über 100 Umdrehungen
120	Überlast, 1,2 · Auslegungspunkt
<i>ax</i>	Axial
<i>abs</i>	Absolut
<i>b</i>	Schaufel
<i>c</i>	Axiale Geschwindigkeit
<i>dp</i>	Auslegungspunkt
<i>def</i>	Definiert
<i>exp</i>	Experiment
<i>h</i>	Nabe
<i>ind</i>	Inducer
<i>m</i>	Meridian
<i>max</i>	Maximal
<i>s</i>	Gehäuse
<i>sim</i>	Simulation
<i>sys</i>	System

<i>t</i>	Spitze
<i>u</i>	Umfang
<i>tot</i>	Total
<i>v</i>	Dampf
<i>w</i>	Keil
<i>I1(s)</i>	Inducer mit gerader Vorderkante
<i>I2(s)</i>	Inducer mit zurückgeschnittener Vorderkante
<i>Korr</i>	Korrektur
<i>LE</i>	Schaufelvorderkante
<i>MI</i>	Mit Inducer
<i>OI</i>	Ohne Inducer
<i>Pg</i>	Physikalische Größe
<i>R</i>	Required
<i>TE</i>	Schaufelhinterkante

## Abkürzungen

<b>Zeichen</b>	<b>Bedeutung</b>
2D	Zweidimensional
3D	Dreidimensional
AX	Axial
BP	Boosterpumpe
CV	Kontrollventil
CFD	Computational Fluid Dynamics
DS	Druckseite
EXP	Experiment
FM	Volumenstrommessgerät
O	Sauerstoffmessgerät
RAD	Radial
Rel	Relativ
SS	Saugseite
SV	Stellventil
SIM	Simulation
SPA	Wirbelviskositätsmodell, Spalart-Allmaras
SSG	Reynolds Stress Modell, nach Speciale, Sakar und Gatski
SST	Wirbelviskositätsmodell, Shear Stress Transport
IND	Inducer
<i>I1(s)</i>	Inducer mit gerader Vorderkante
<i>I2(s)</i>	Inducer mit zurückgeschnittener Vorderkante

LE	Schaufelvorderkante
Mv	Messwert
Mp	Messpunkt
NS	Navier-Stokes
Pg	Physikalische Größe
RANS	Reynolds-gemittelte Navier-Stokes-Gleichung
STN	Stationär
TE	Schaufelhinterkante
Umf	Umfang



# Anhang



# A Auswertung Experiment

## Strömungswinkel bei maximalem Druck/Totaldruck

I1

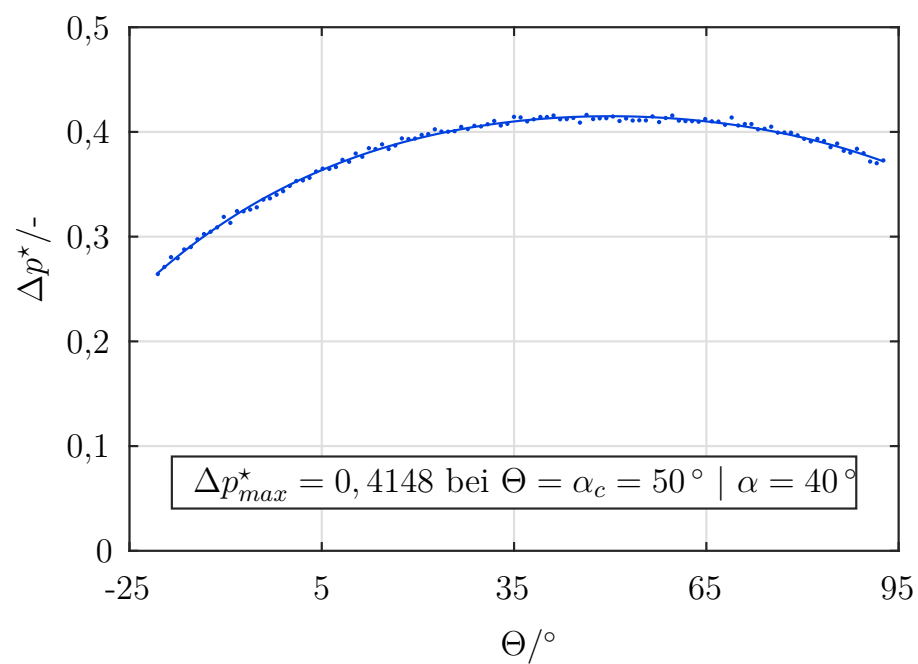


Abbildung A.1: Totaldruck bei  $R_{S-5}$ , EXP |  $\varphi_{85}$ , I1

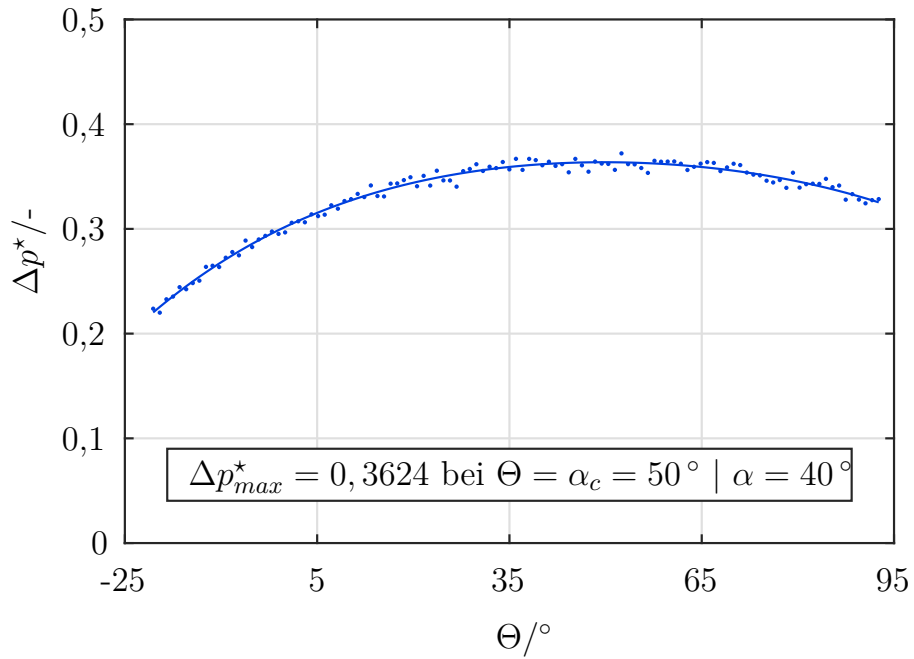


Abbildung A.2: Totaldruck bei  $R_{MS}$ , EXP |  $\varphi_{85}$ , I1

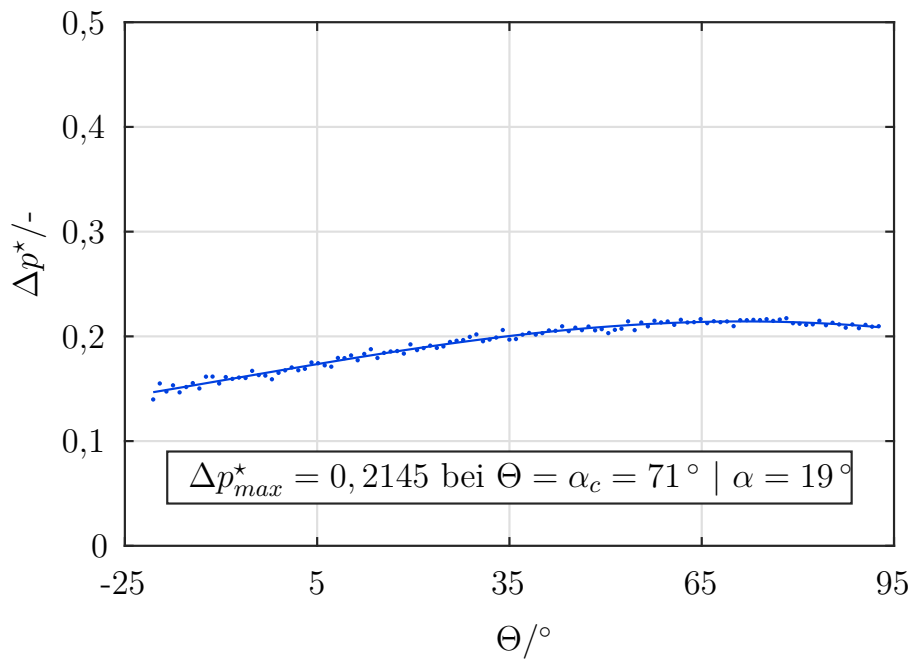


Abbildung A.3: Totaldruck bei  $R_{HM}$ , EXP |  $\varphi_{85}$ , I1



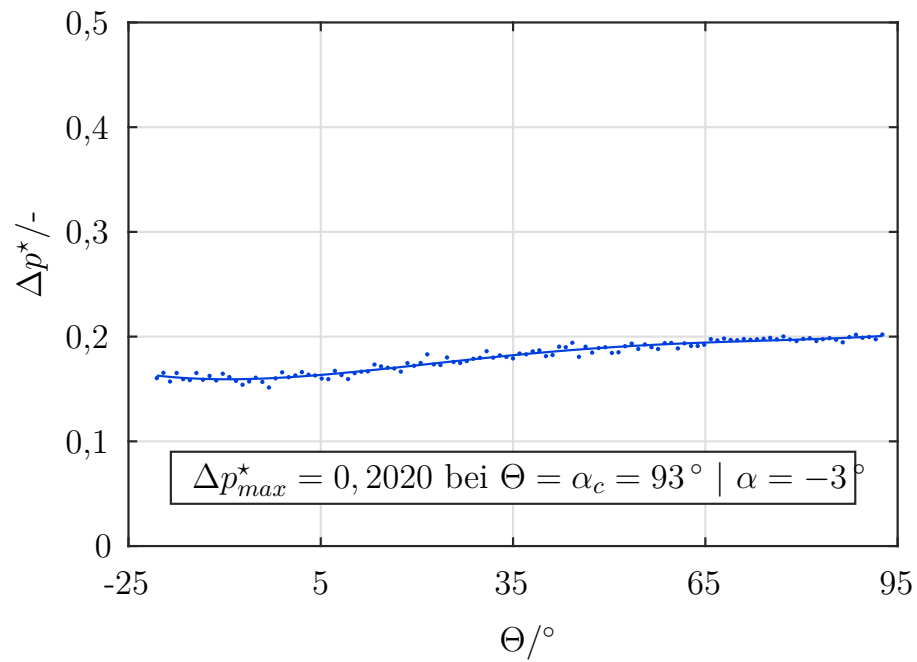


Abbildung A.4: Totaldruck bei  $R_{H+5}$ , EXP |  $\varphi_{85}$ , I1

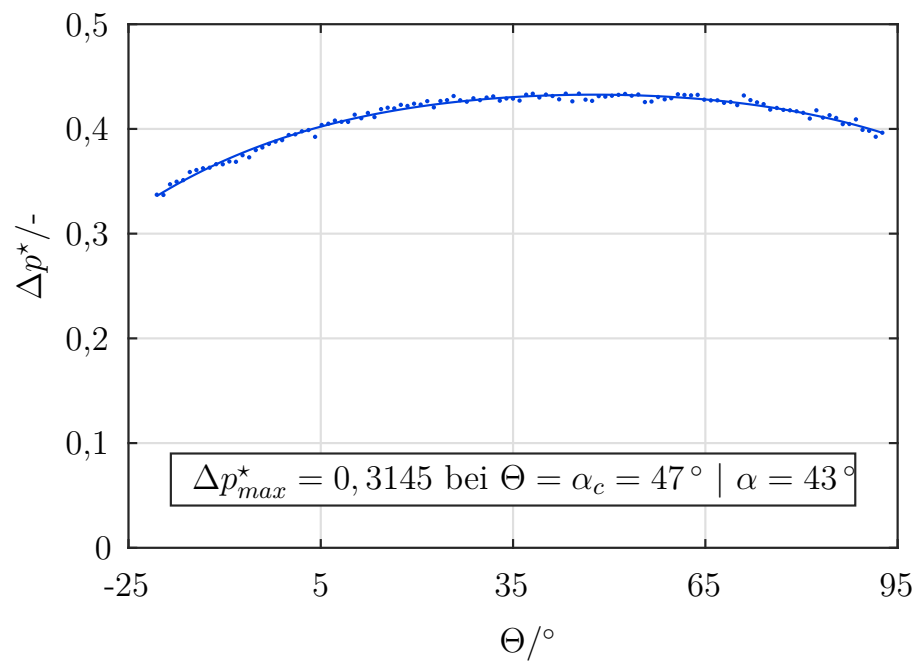


Abbildung A.5: Totaldruck bei  $R_{S-5}$ , EXP |  $\varphi_{dp}$ , I1

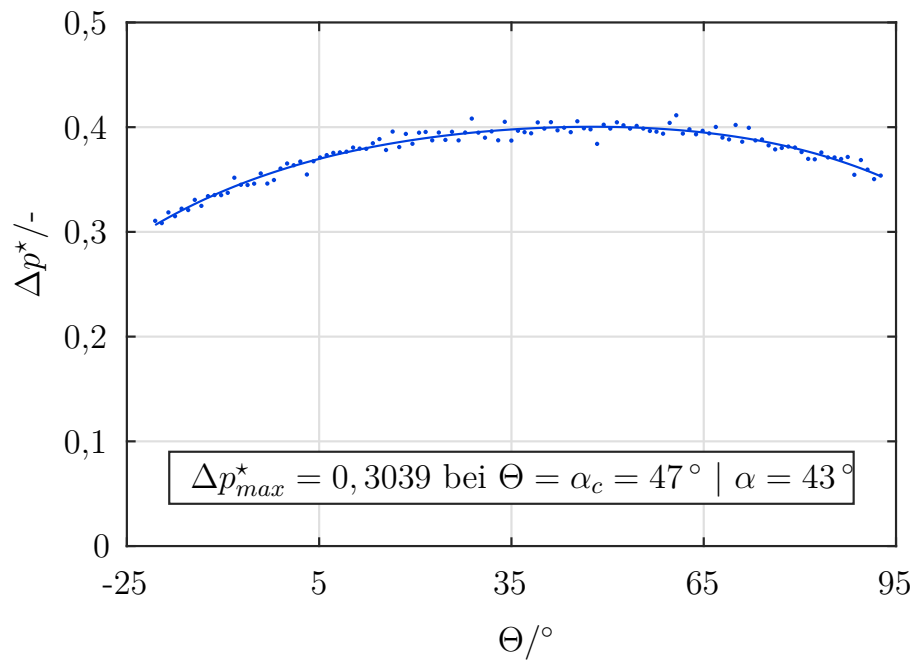


Abbildung A.6: Totaldruck bei  $R_{MS}$ , EXP |  $\varphi_{dp}$ , I1

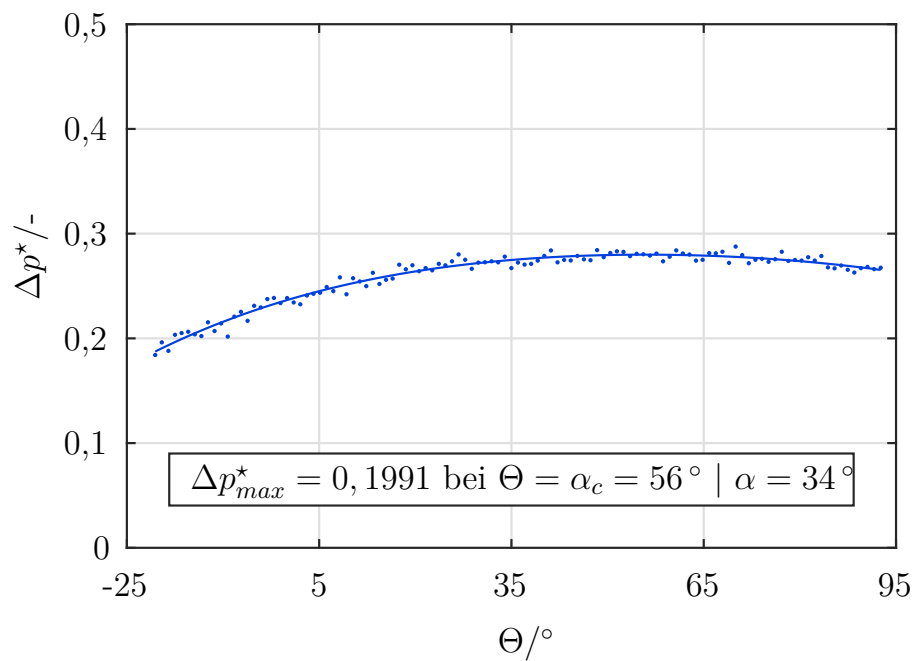


Abbildung A.7: Totaldruck bei  $R_{HM}$ , EXP |  $\varphi_{dp}$ , I1

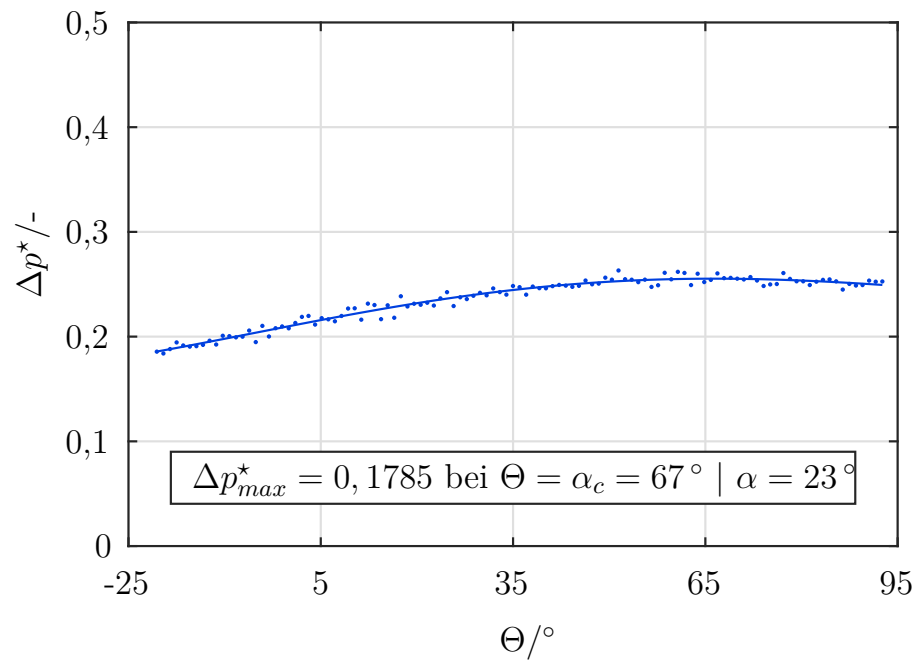


Abbildung A.8: Totaldruck bei  $R_{H+5}$ , EXP |  $\varphi_{dp}$ , I1

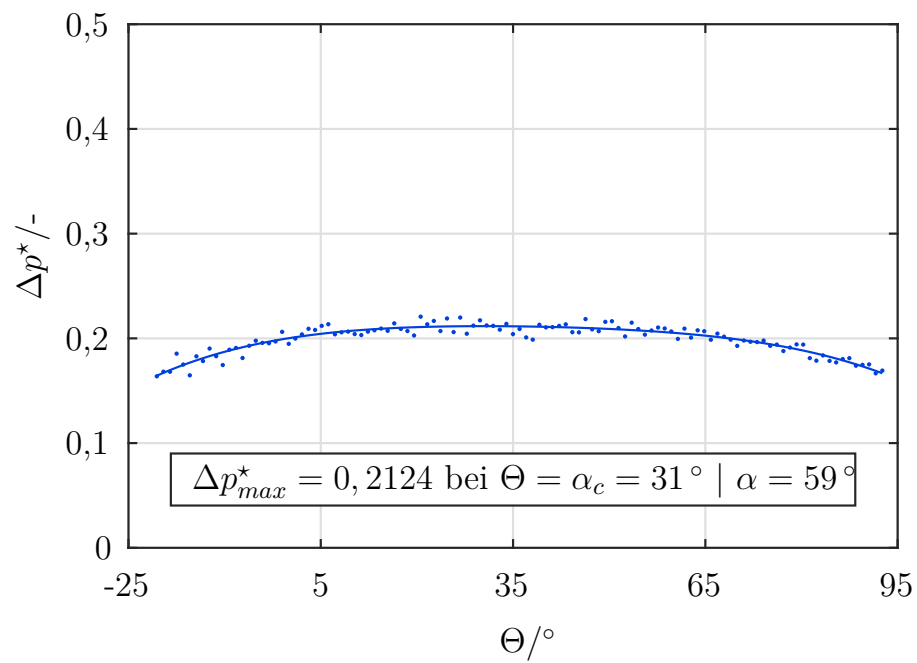


Abbildung A.9: Totaldruck bei  $R_{S-5}$ , EXP |  $\varphi_{120}$ , I1

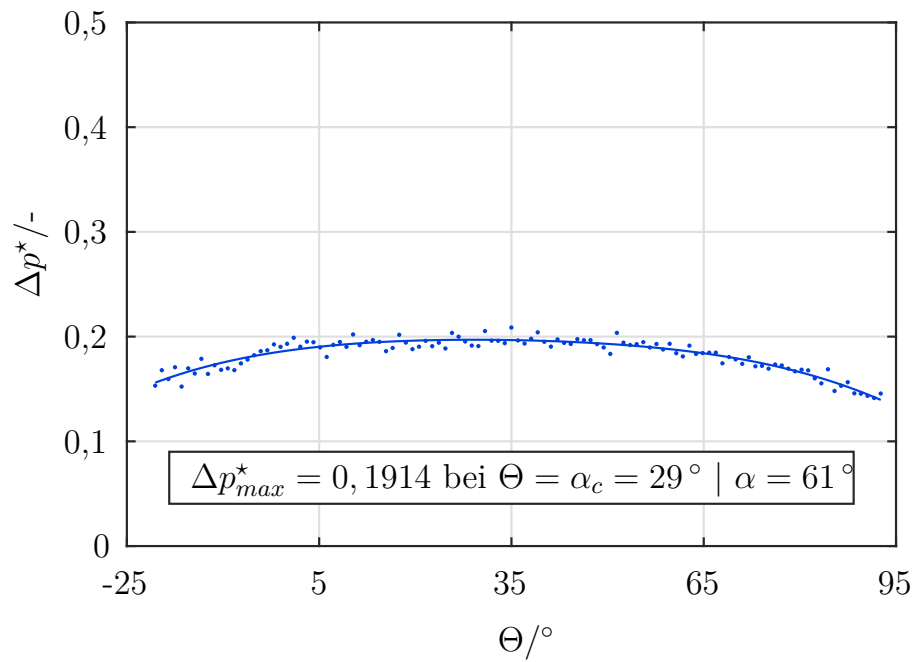


Abbildung A.10: Totaldruck bei  $R_{MS}$ , EXP |  $\varphi_{120}$ , I1

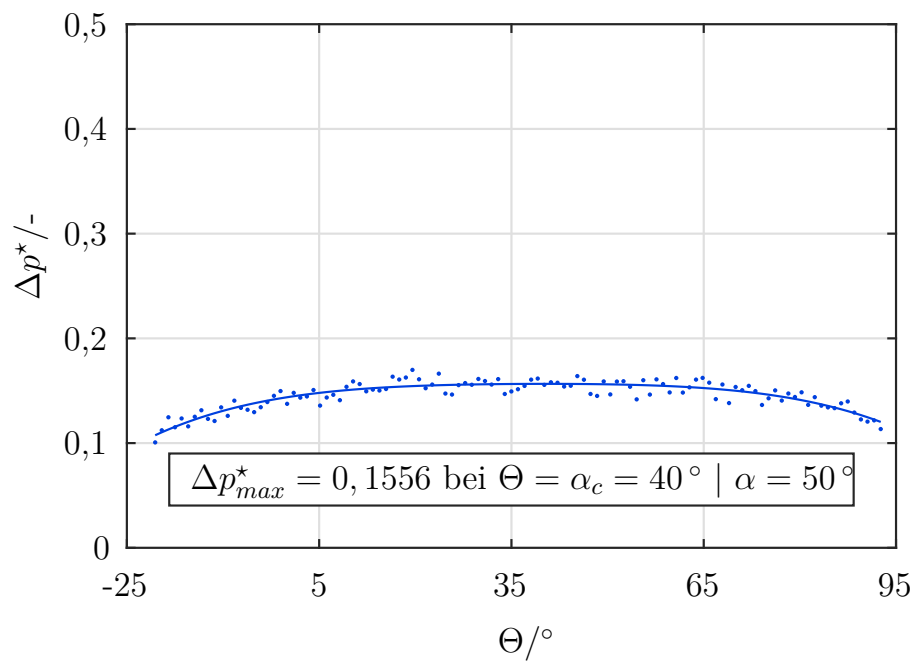


Abbildung A.11: Totaldruck bei  $R_{HM}$ , EXP |  $\varphi_{120}$ , I1

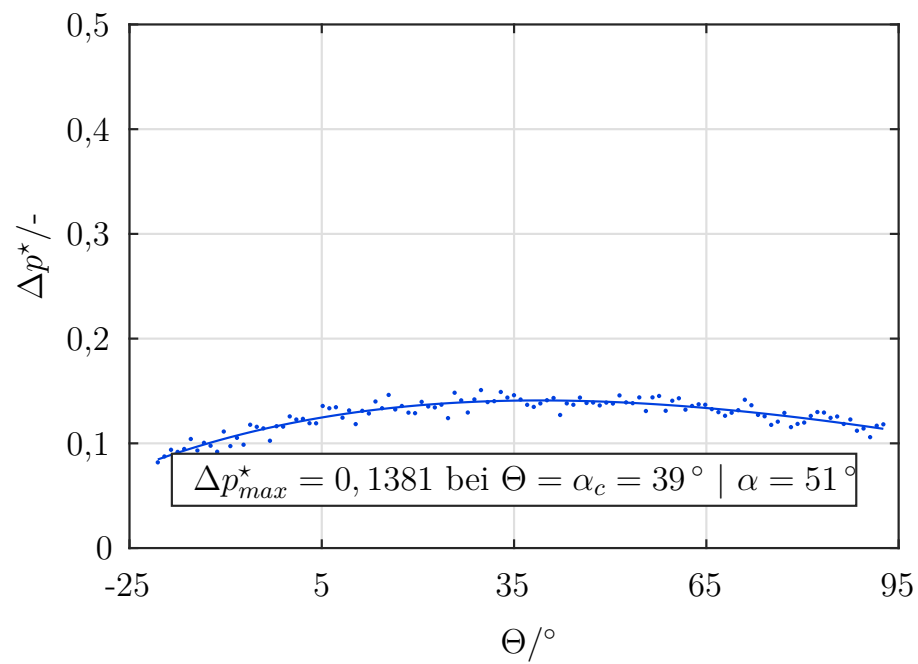
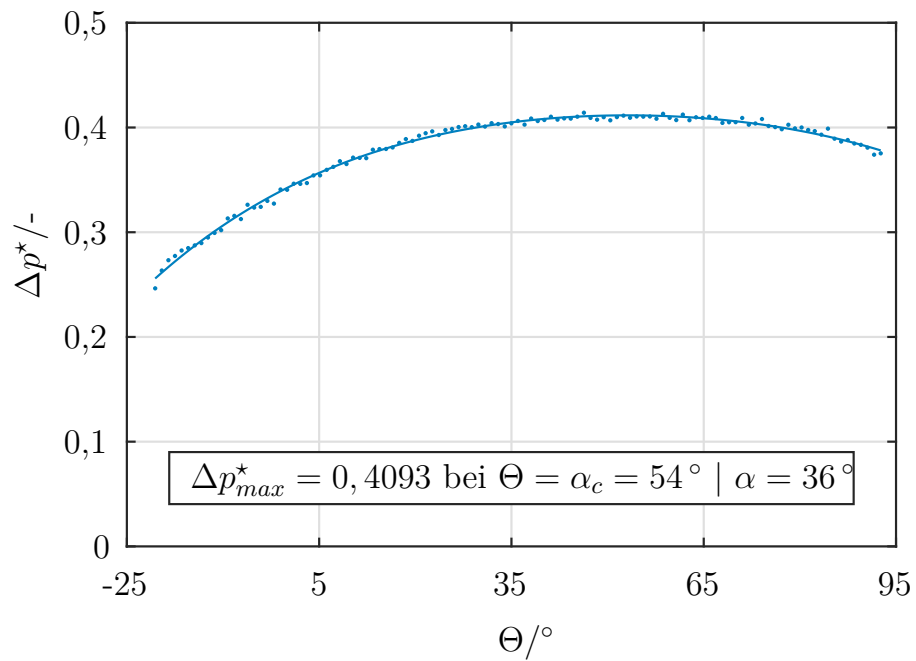
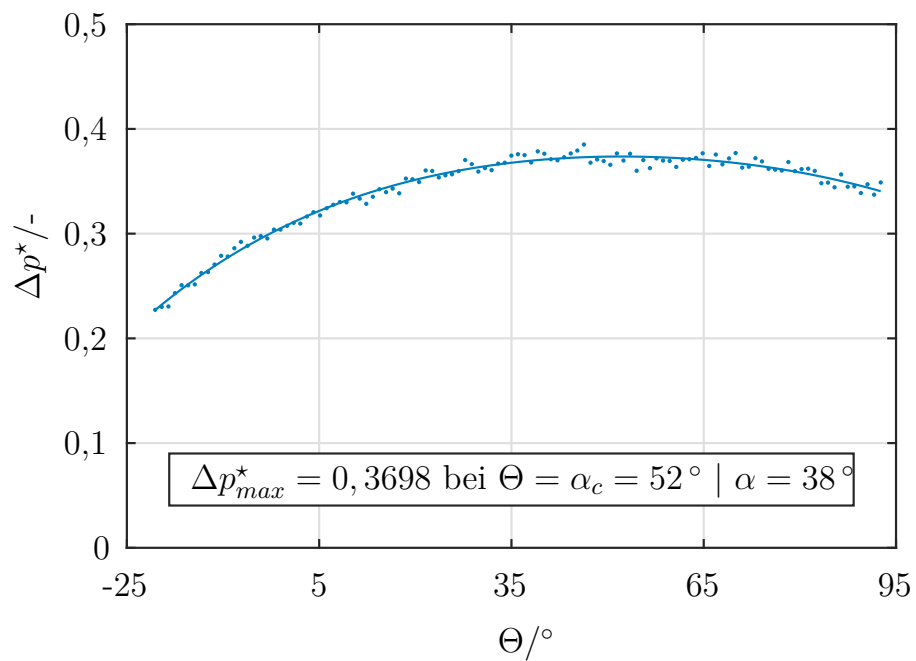


Abbildung A.12: Totaldruck bei  $R_{H+5}$ , EXP |  $\varphi_{120}$ , I1

## I1s

Abbildung A.13: Totaldruck bei  $R_{S-5}$ , EXP |  $\varphi_{85}$ , I1sAbbildung A.14: Totaldruck bei  $R_{MS}$ , EXP |  $\varphi_{85}$ , I1s

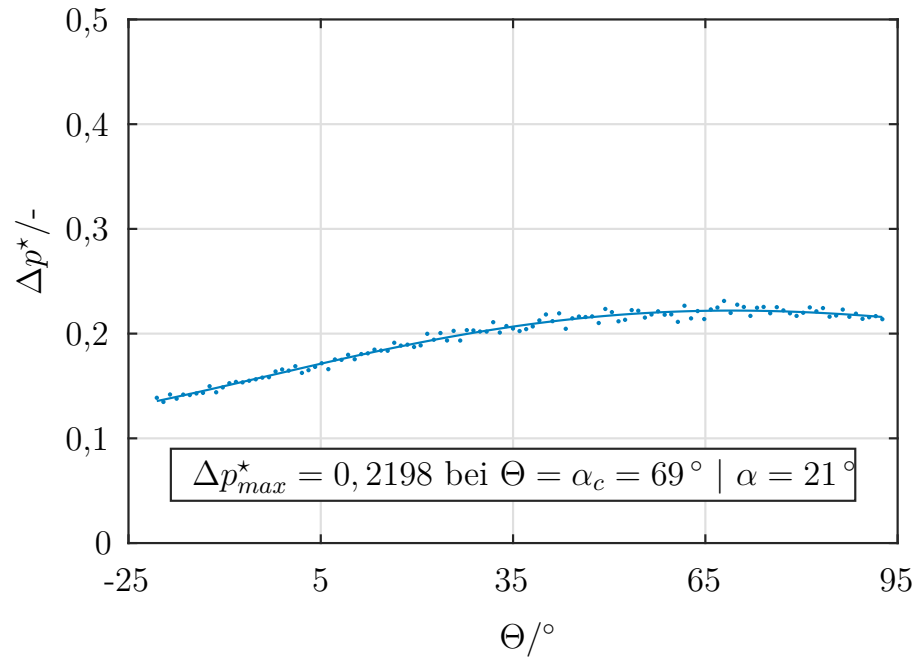


Abbildung A.15: Totaldruck bei  $R_{HM}$ , EXP |  $\varphi_{85}$ , IIs

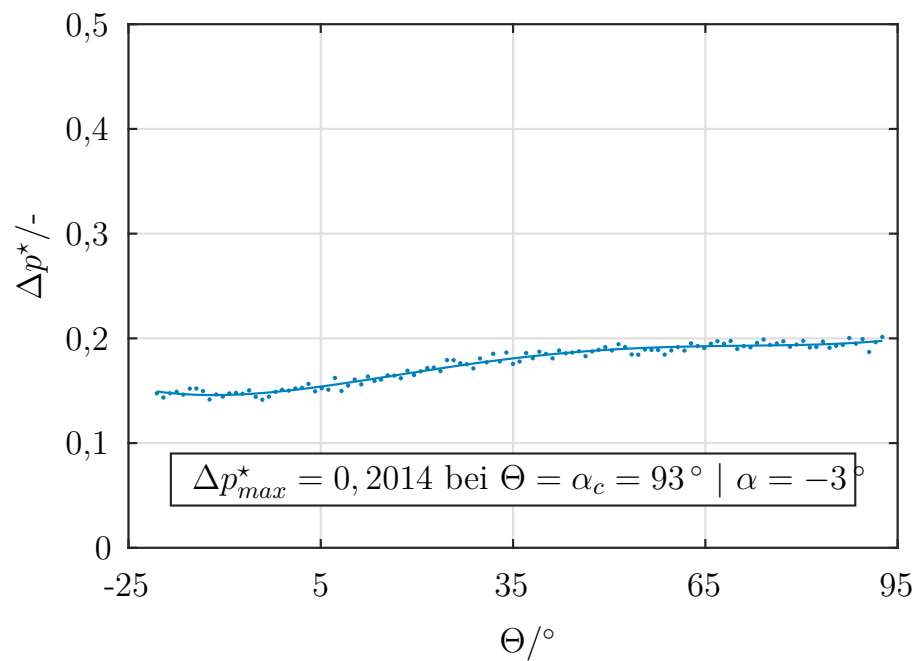


Abbildung A.16: Totaldruck bei  $R_{H+5}$ , EXP |  $\varphi_{85}$ , IIs

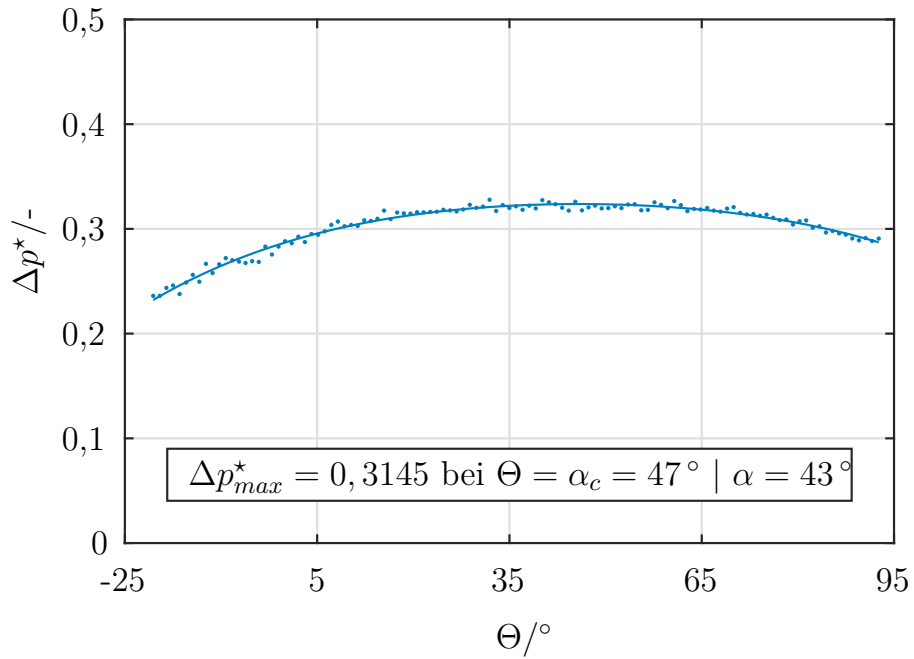


Abbildung A.17: Totaldruck bei  $R_{S-5}$ , EXP |  $\varphi_{dp}$ , 11s

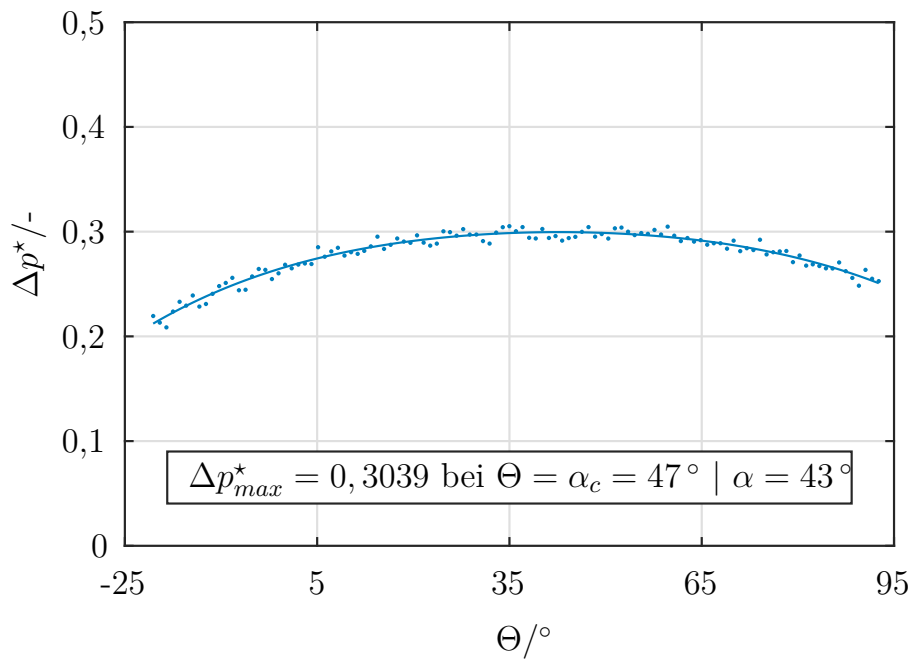


Abbildung A.18: Totaldruck bei  $R_{MS}$ , EXP |  $\varphi_{dp}$ , 11s



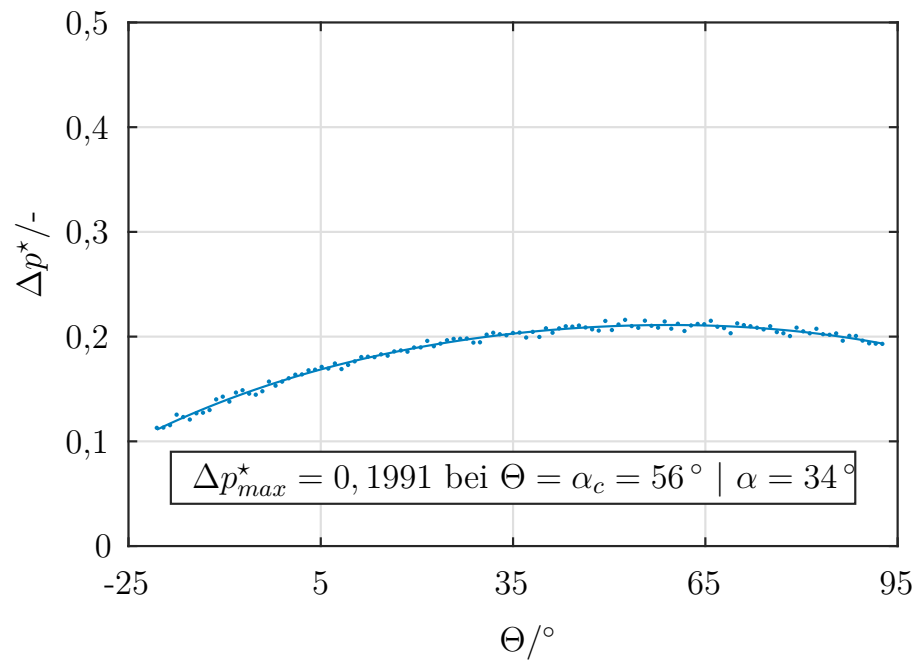


Abbildung A.19: Totaldruck bei  $R_{HM}$ , EXP |  $\varphi_{dp}$ , IIs

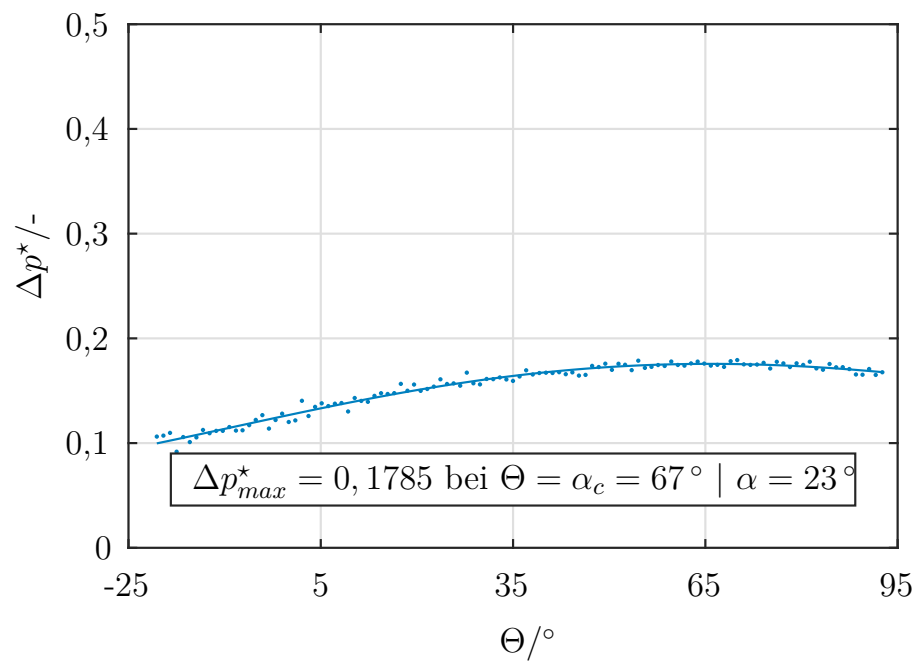


Abbildung A.20: Totaldruck bei  $R_{H+5}$ , EXP |  $\varphi_{dp}$ , IIs

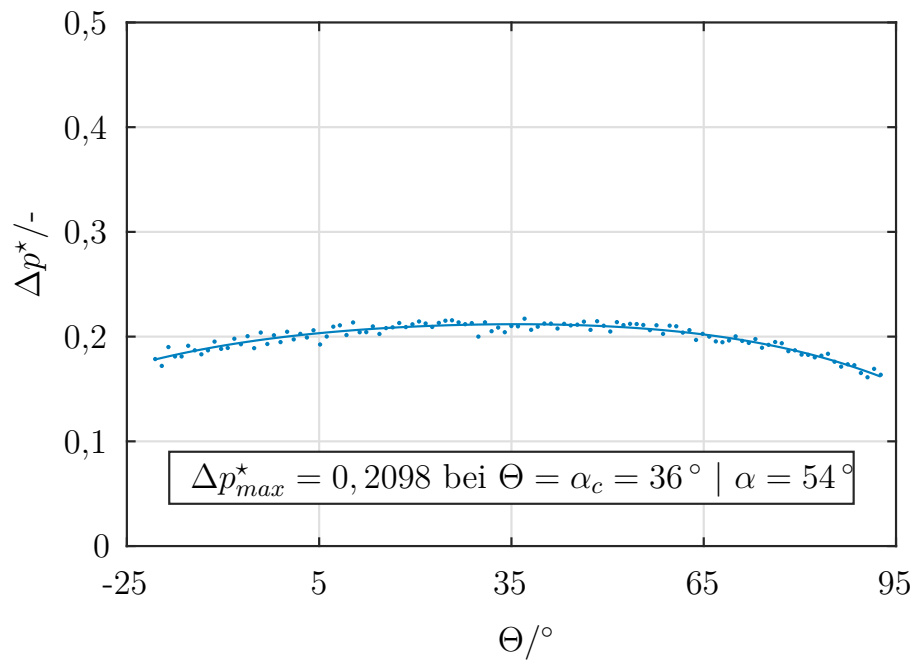


Abbildung A.21: Totaldruck bei  $R_{S-5}$ , EXP |  $\varphi_{120}$ , IIs

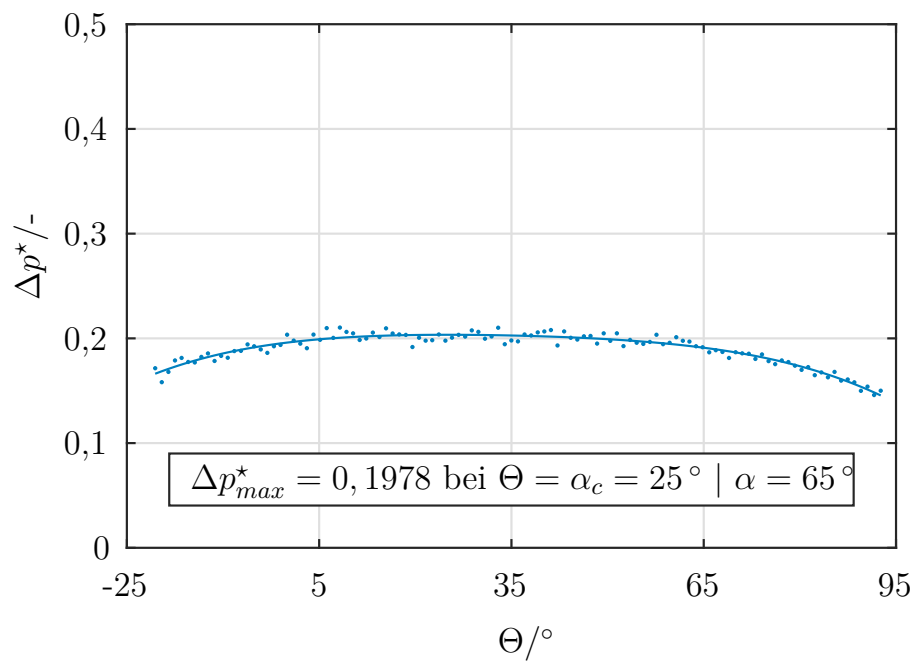


Abbildung A.22: Totaldruck bei  $R_{MS}$ , EXP |  $\varphi_{120}$ , IIs

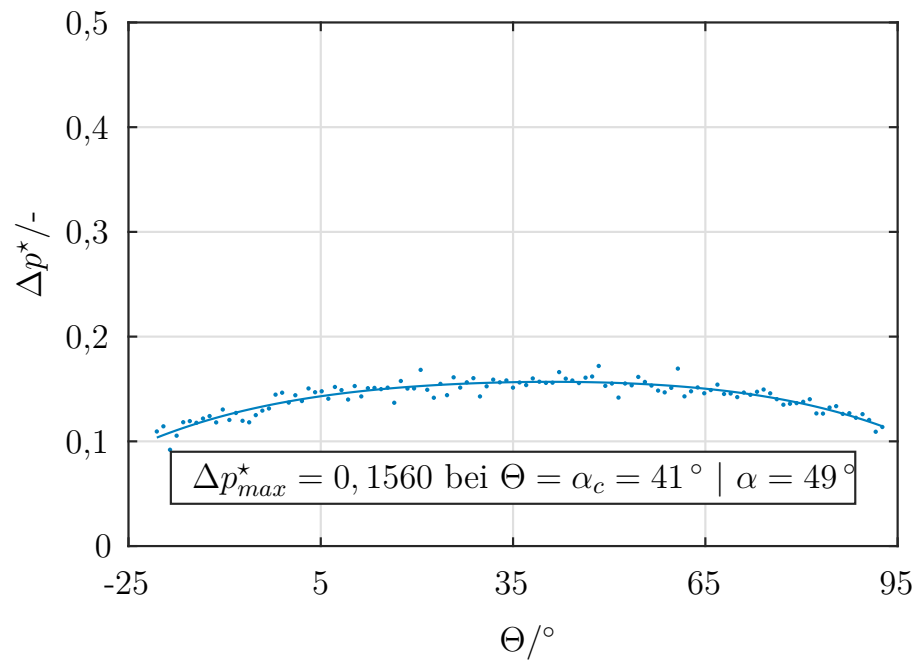


Abbildung A.23: Totaldruck bei  $R_{HM}$ , EXP |  $\varphi_{120}$ , IIs

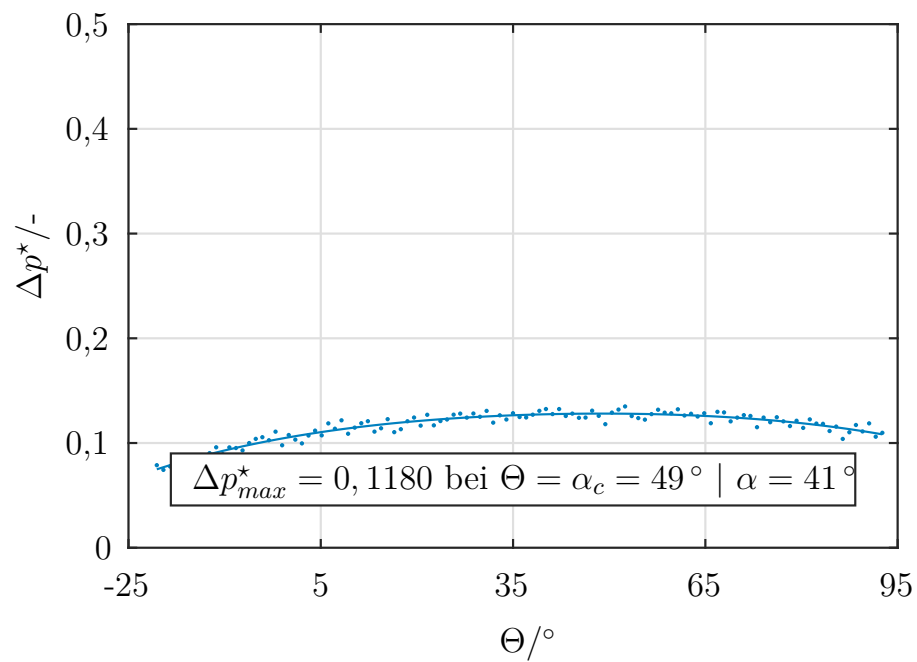
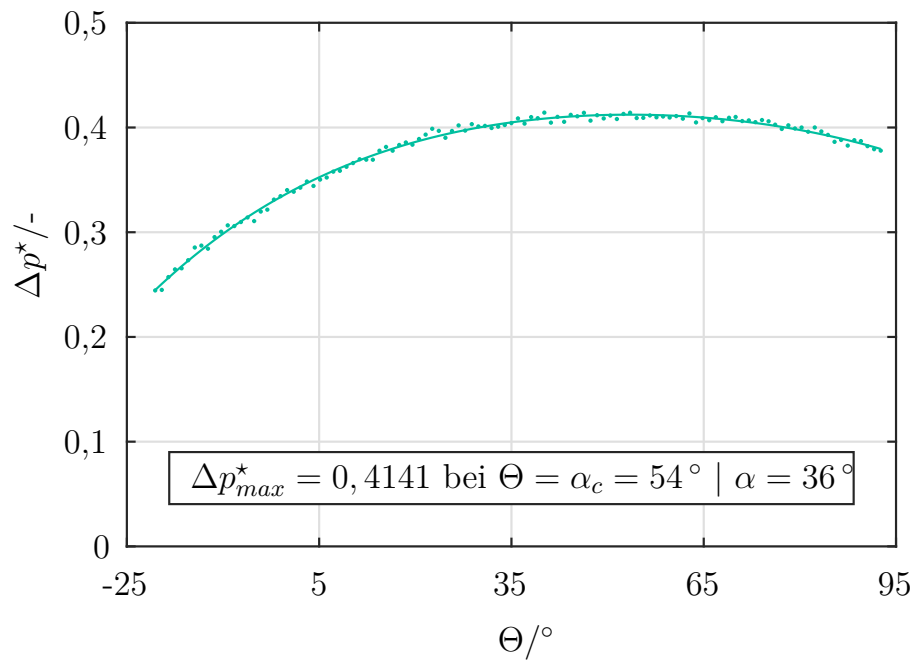
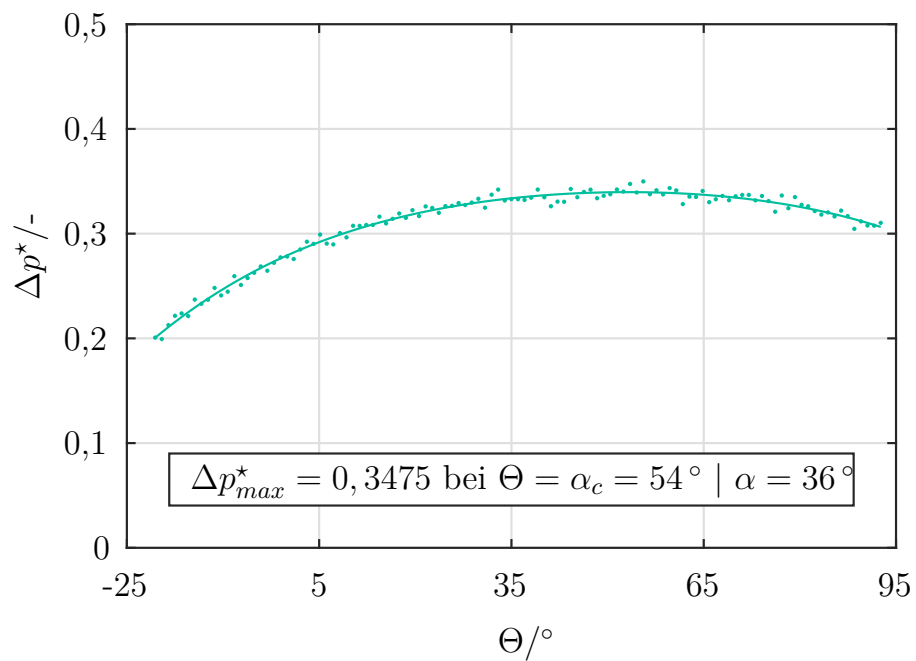


Abbildung A.24: Totaldruck bei  $R_{H+5}$ , EXP |  $\varphi_{120}$ , IIs

## I2

Abbildung A.25: Totaldruck bei  $R_{S-5}$ , EXP |  $\varphi_{85}$ , I2Abbildung A.26: Totaldruck bei  $R_{MS}$ , EXP |  $\varphi_{85}$ , I2

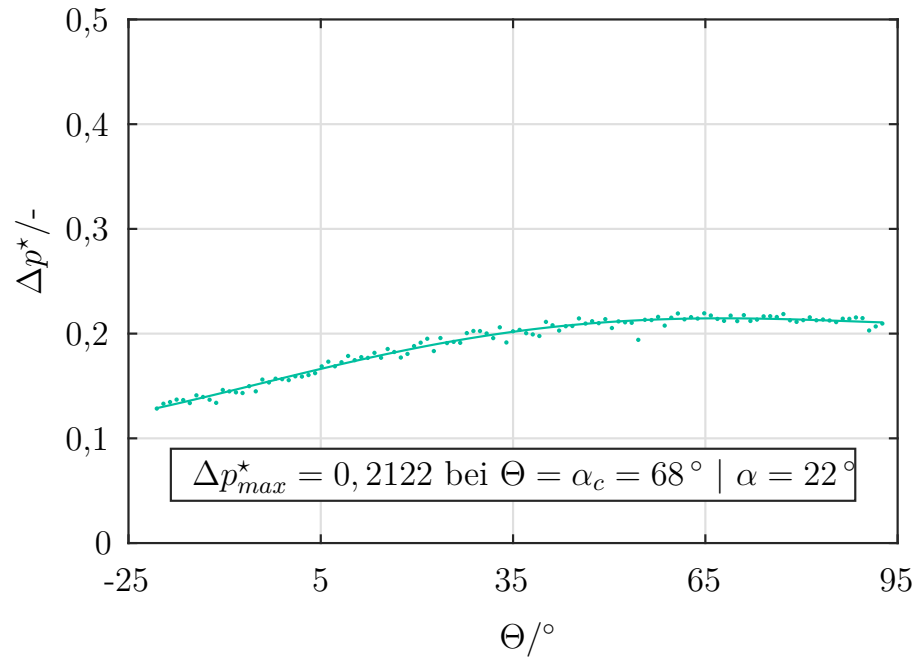


Abbildung A.27: Totaldruck bei  $R_{HM}$ , EXP |  $\varphi_{85}$ , I2

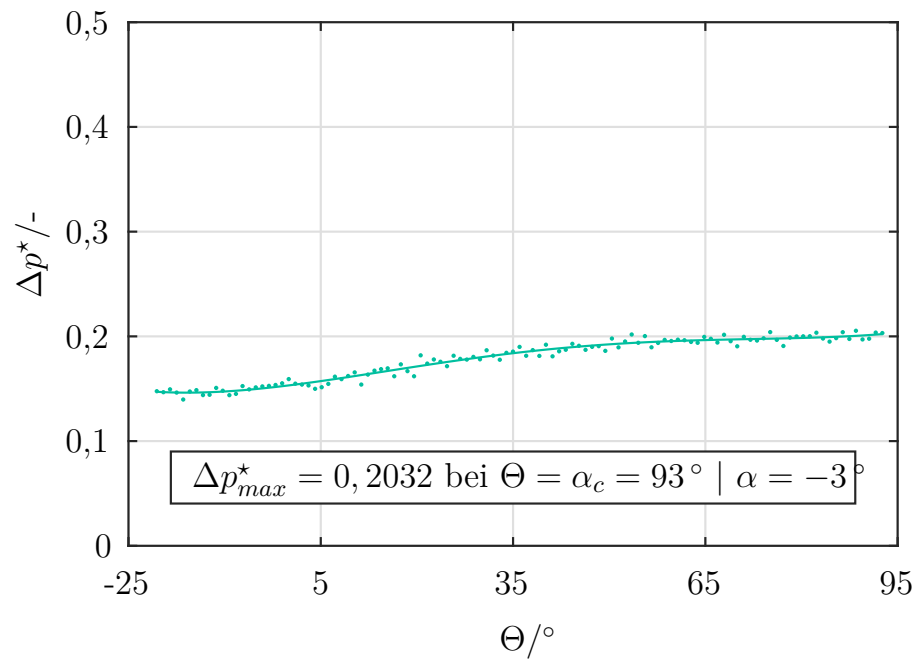


Abbildung A.28: Totaldruck bei  $R_{H+5}$ , EXP |  $\varphi_{85}$ , I2

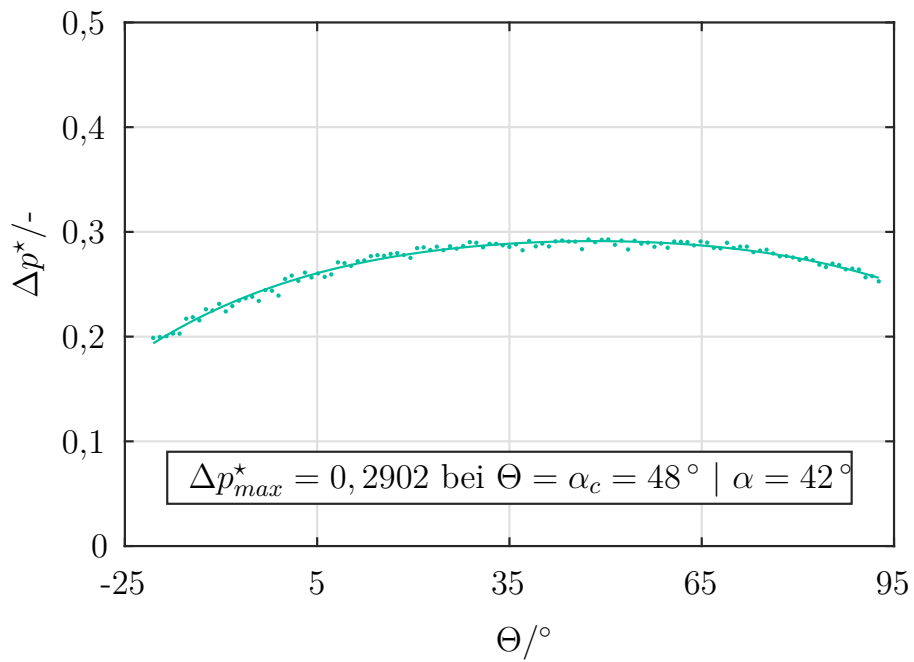


Abbildung A.29: Totaldruck bei  $R_{S-5}$ , EXP |  $\varphi_{dp}$ , I2

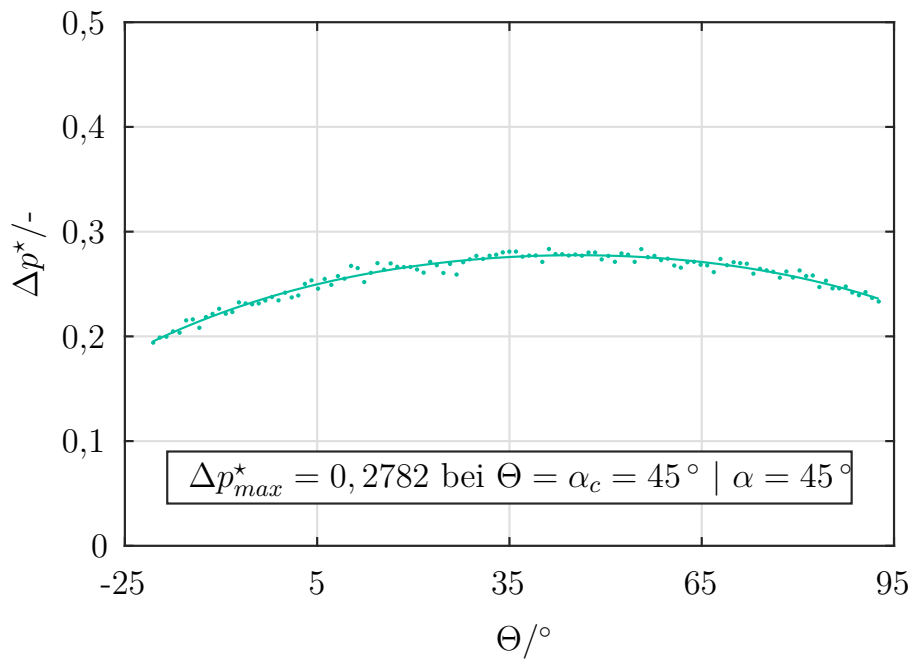


Abbildung A.30: Totaldruck bei  $R_{MS}$ , EXP |  $\varphi_{dp}$ , I2

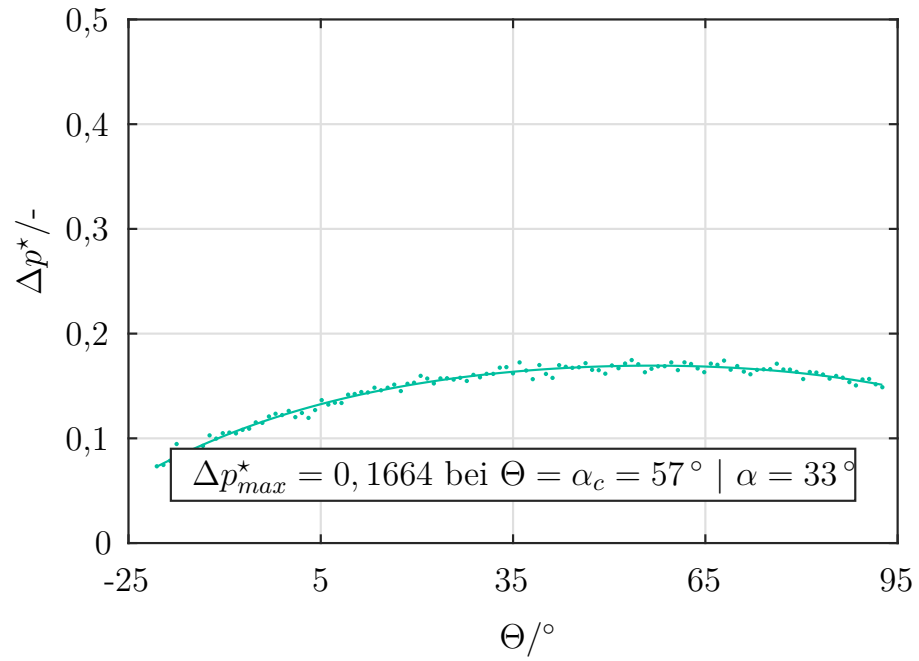


Abbildung A.31: Totaldruck bei  $R_{HM}$ , EXP |  $\varphi_{dp}$ , I2

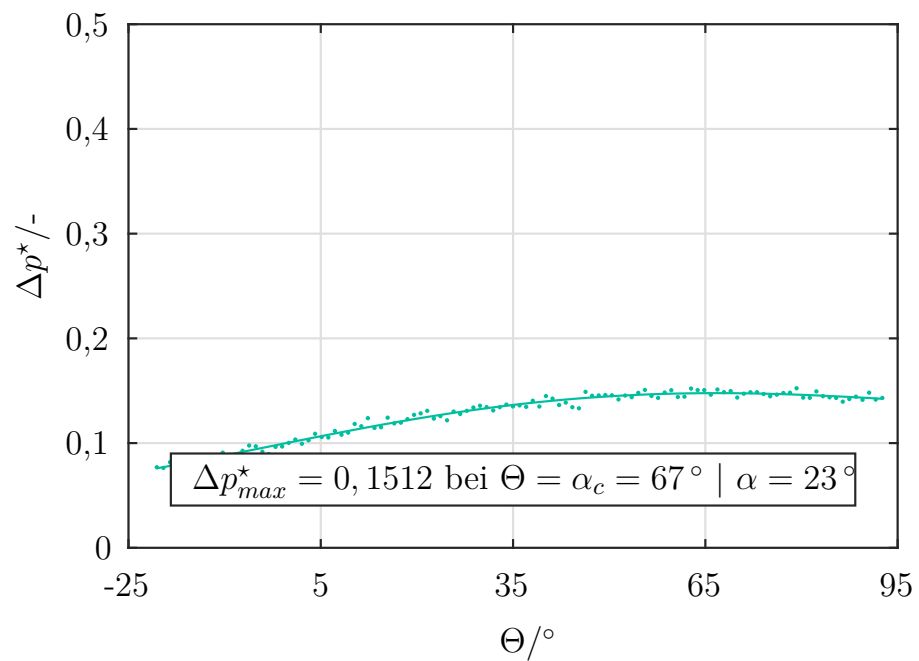


Abbildung A.32: Totaldruck bei  $R_{H+5}$ , EXP |  $\varphi_{dp}$ , I2

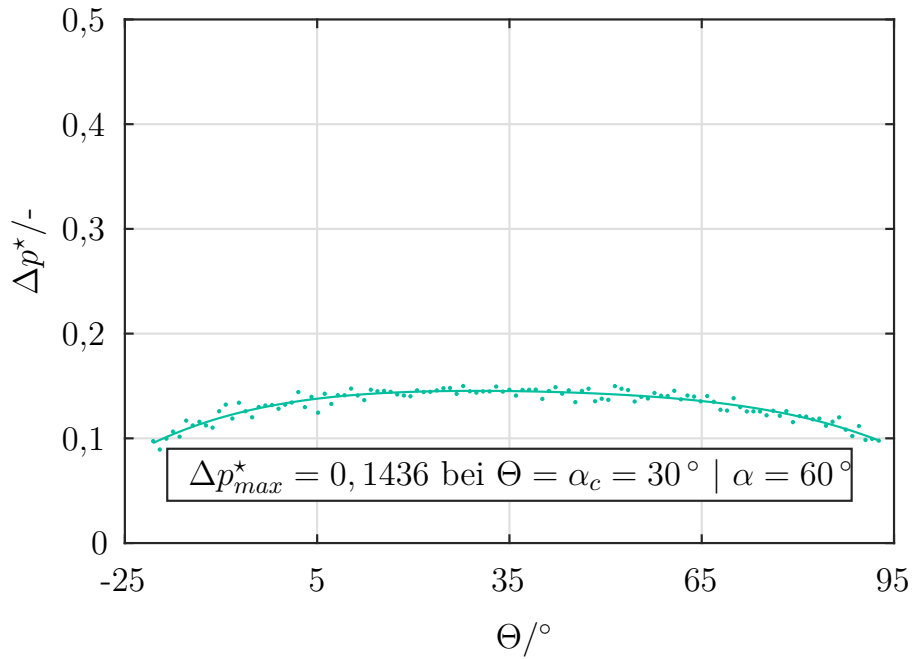


Abbildung A.33: Totaldruck bei  $R_{S-5}$ , EXP |  $\varphi_{120}$ , I2

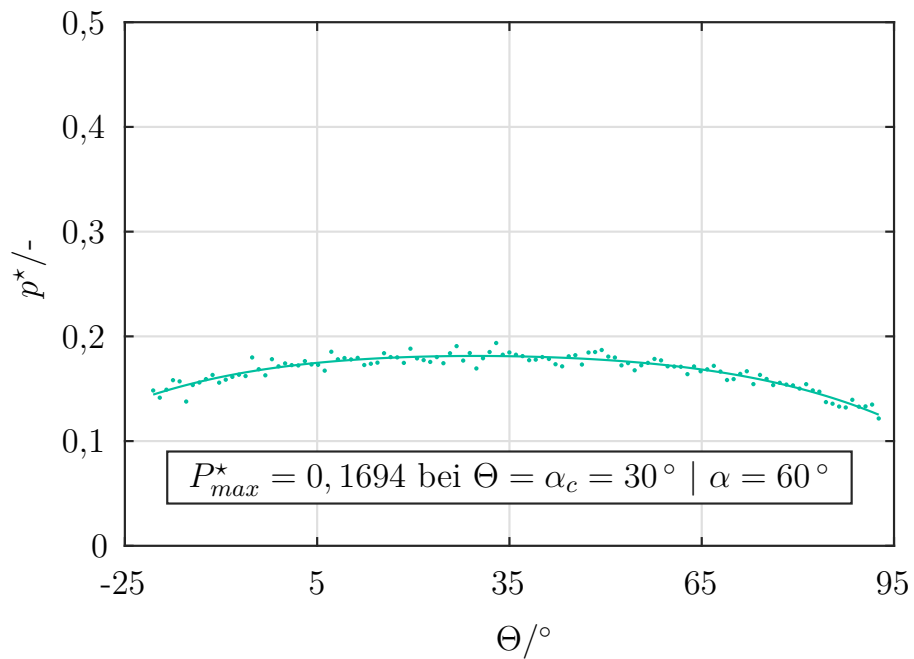


Abbildung A.34: Totaldruck bei  $R_{MS}$ , EXP |  $\varphi_{120}$ , I2



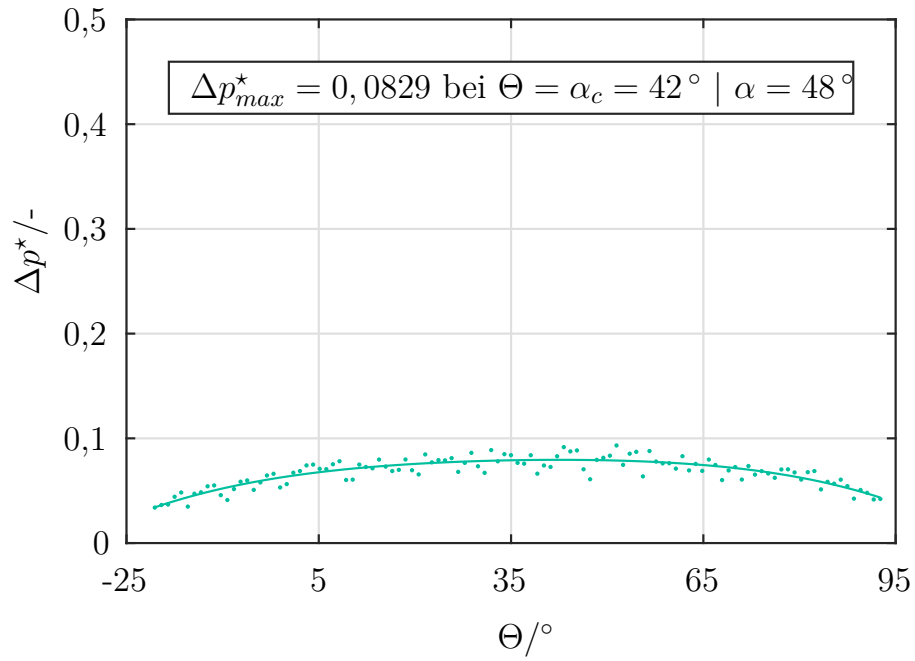


Abbildung A.35: Totaldruck bei  $R_{HM}$ , EXP |  $\varphi_{120}$ , I2

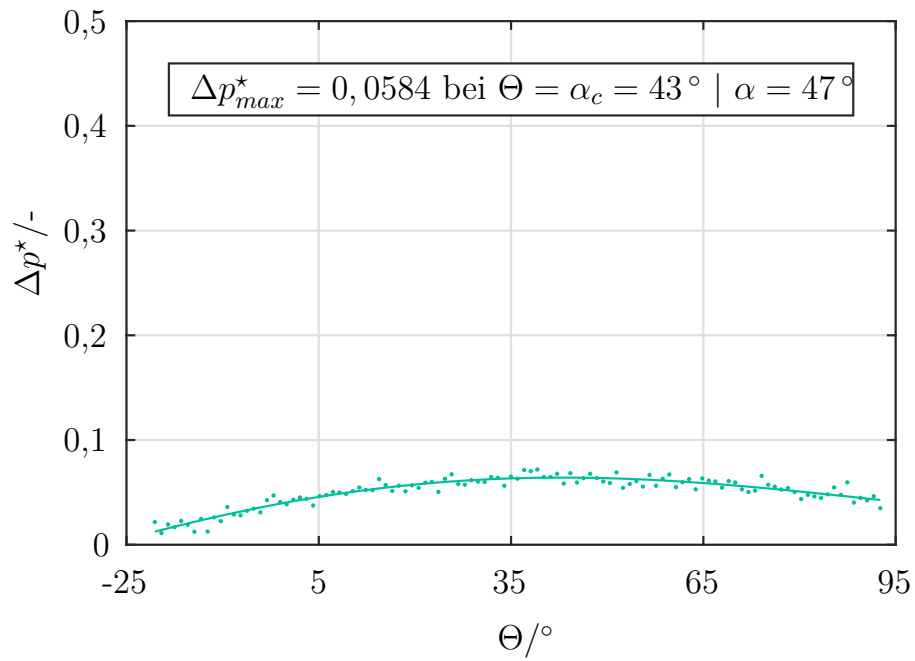


Abbildung A.36: Totaldruck bei  $R_{H+5}$ , EXP |  $\varphi_{120}$ , I2

I2s

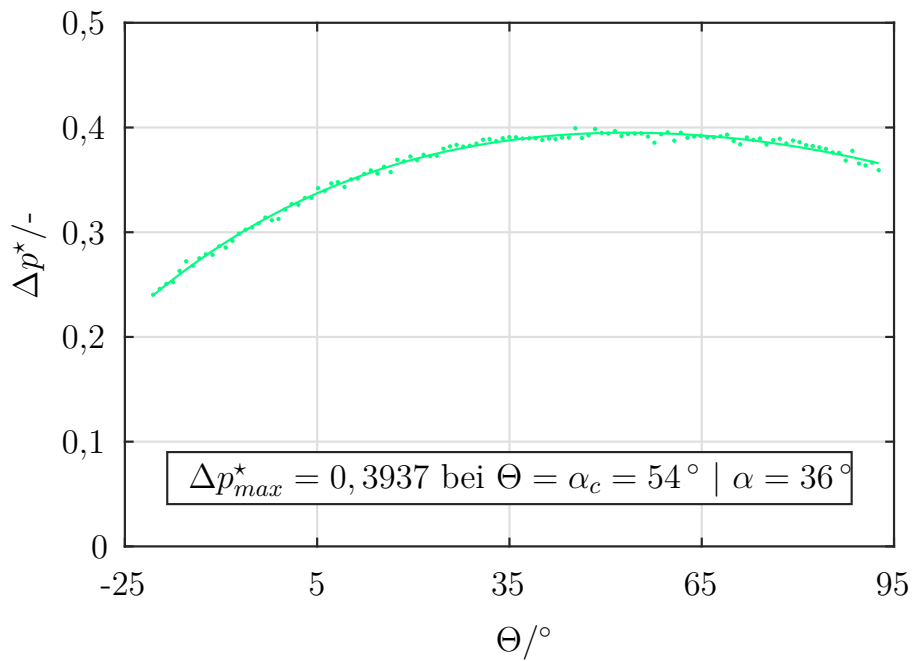


Abbildung A.37: Totaldruck bei  $R_{S-5}$ , EXP |  $\varphi_{85}$ , I2s

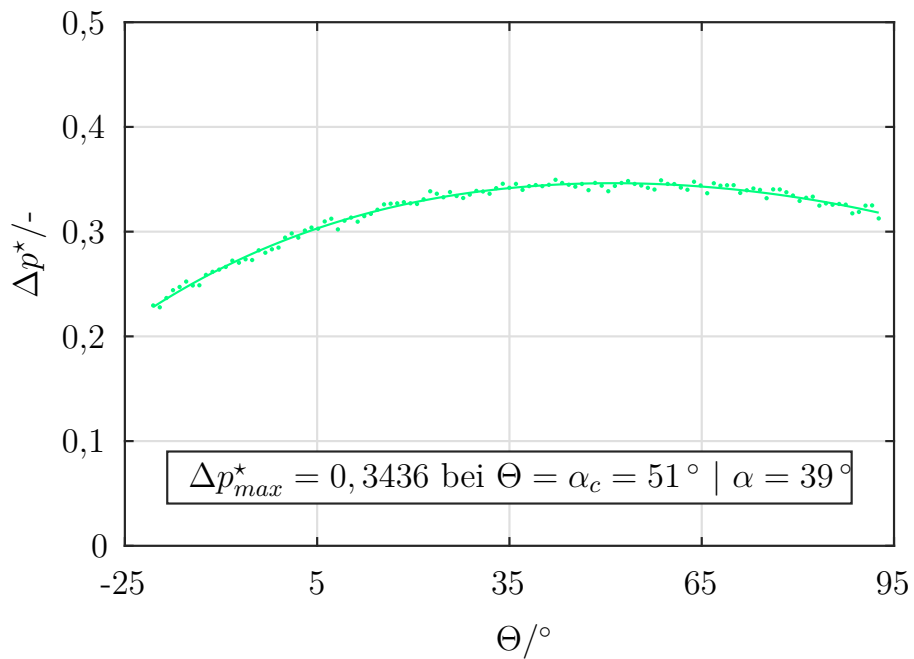


Abbildung A.38: Totaldruck bei  $R_{MS}$ , EXP |  $\varphi_{85}$ , I2s

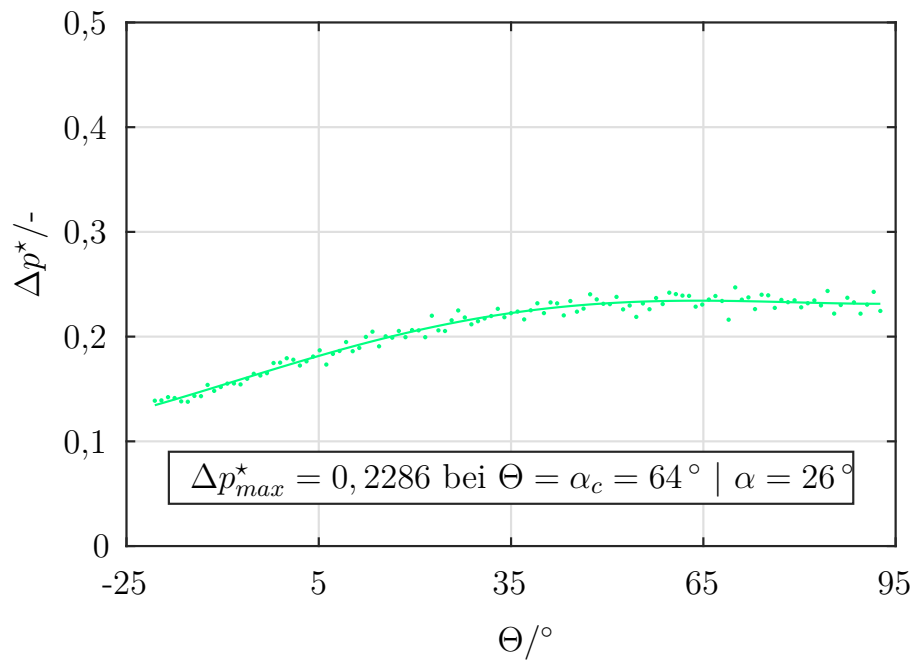


Abbildung A.39: Totaldruck bei  $R_{HM}$ , EXP |  $\varphi_{85}$ , I2s

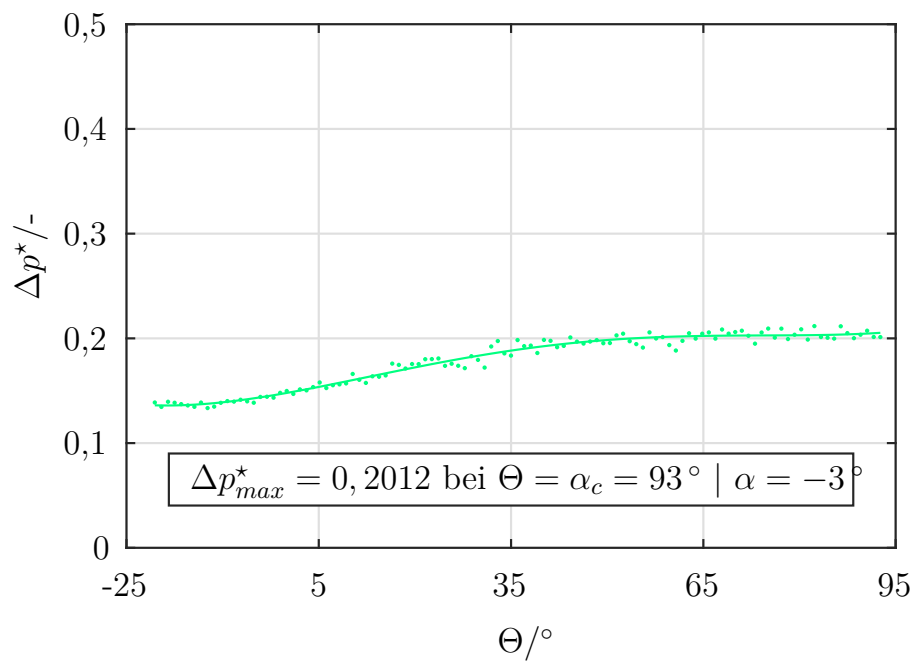


Abbildung A.40: Totaldruck bei  $R_{H+5}$ , EXP |  $\varphi_{85}$ , I2s

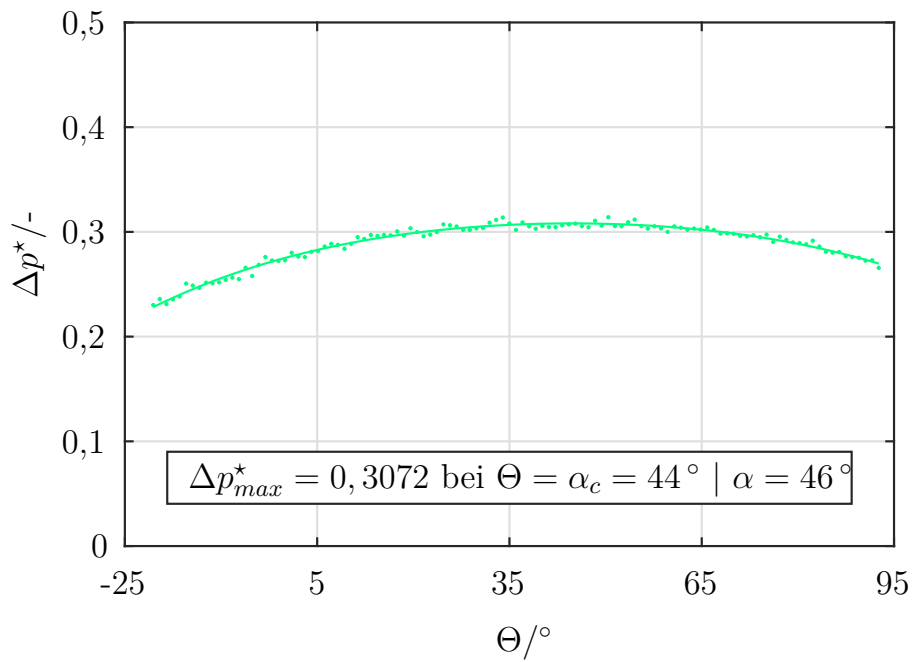


Abbildung A.41: Totaldruck bei  $R_{S-5}$ , EXP |  $\varphi_{dp}$ , I2s

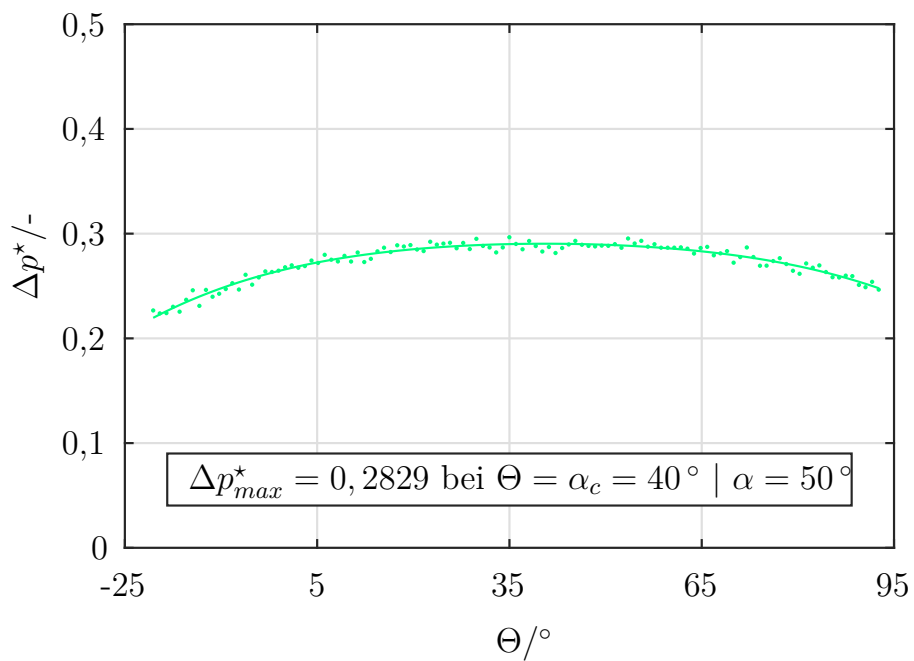


Abbildung A.42: Totaldruck bei  $R_{MS}$ , EXP |  $\varphi_{dp}$ , I2s

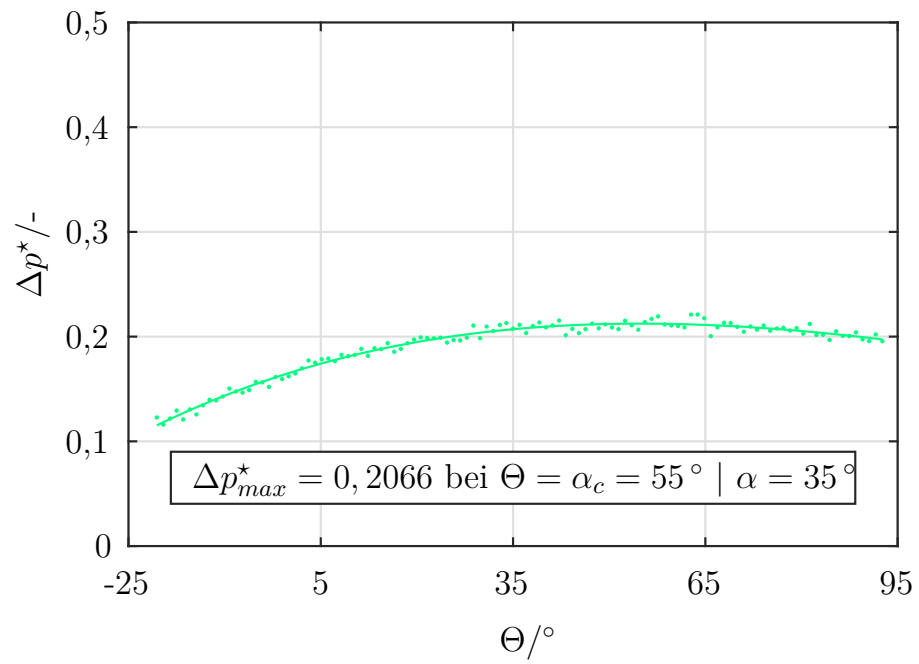


Abbildung A.43: Totaldruck bei  $R_{HM}$ , EXP |  $\varphi_{dp}$ , I2s

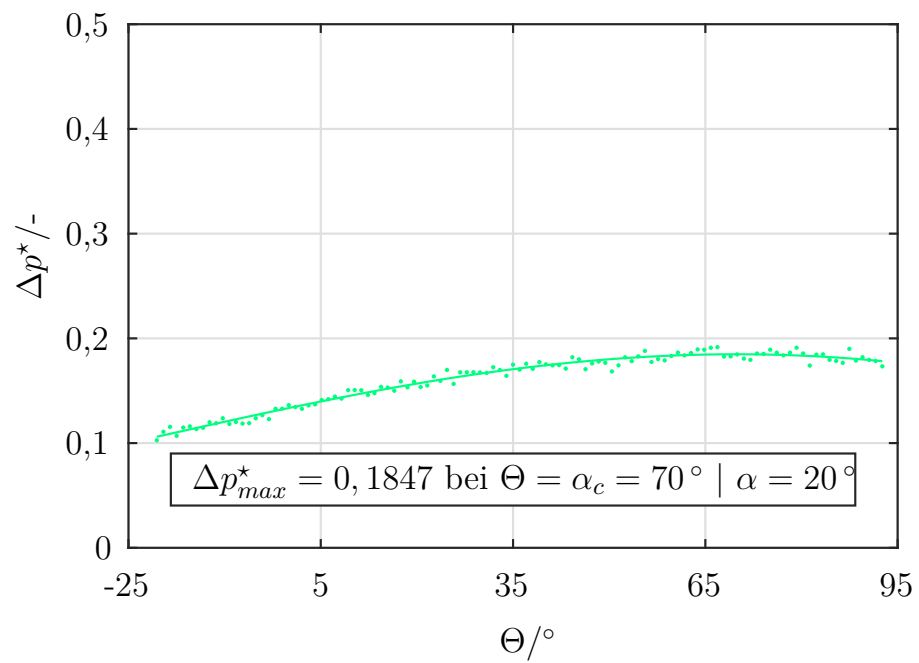


Abbildung A.44: Totaldruck bei  $R_{H+5}$ , EXP |  $\varphi_{dp}$ , I2s

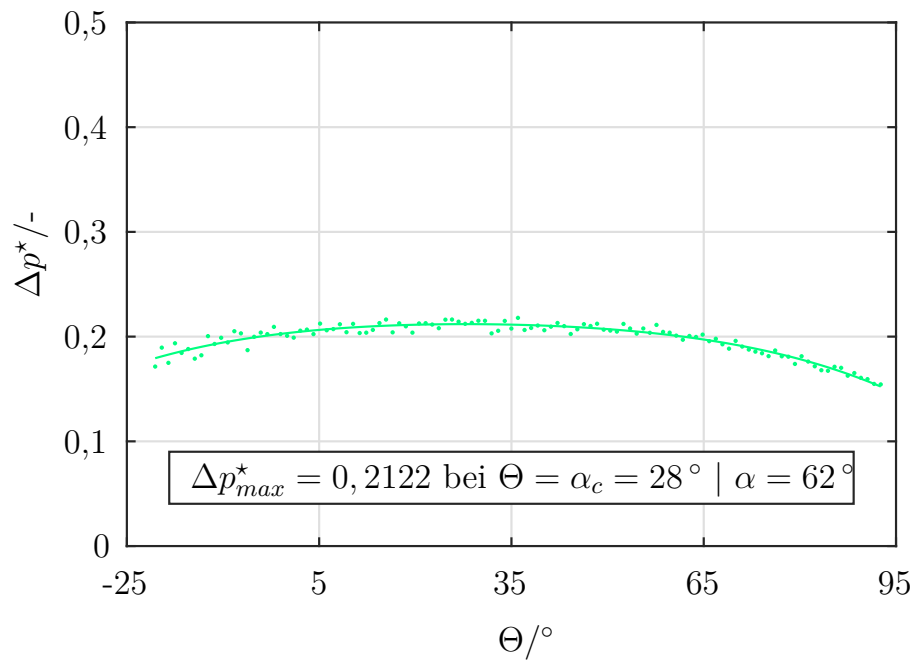


Abbildung A.45: Totaldruck bei  $R_{S-5}$ , EXP |  $\varphi_{120}$ , I2s

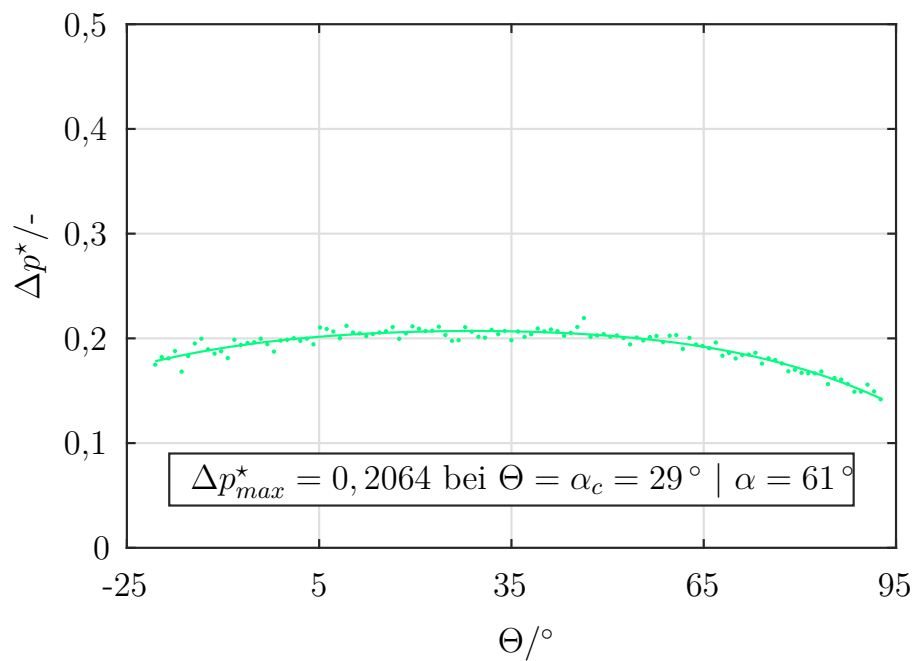


Abbildung A.46: Totaldruck bei  $R_{MS}$ , EXP |  $\varphi_{120}$ , I2s

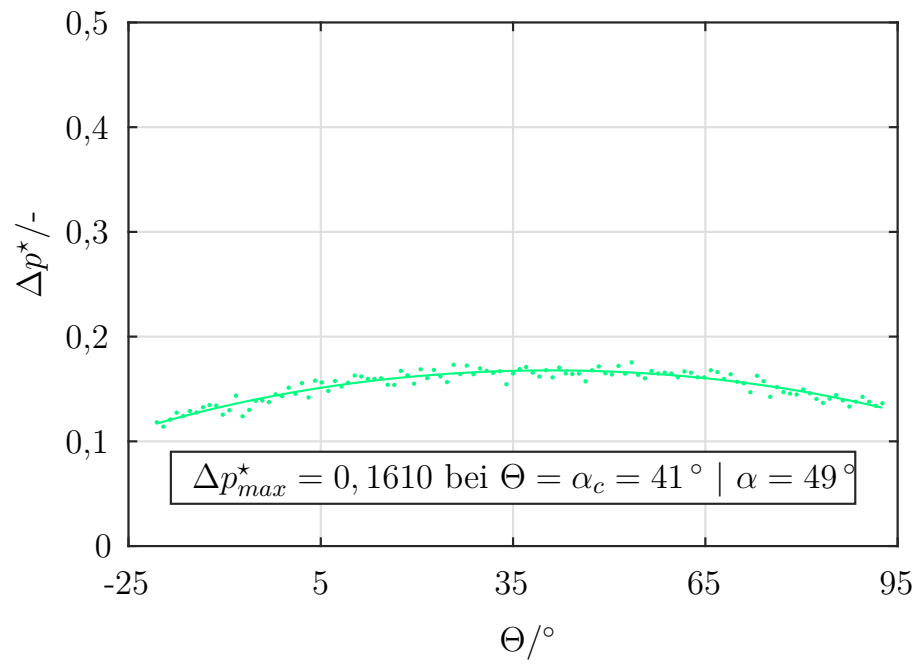


Abbildung A.47: Totaldruck bei  $R_{HM}$ , EXP |  $\varphi_{120}$ , I2s

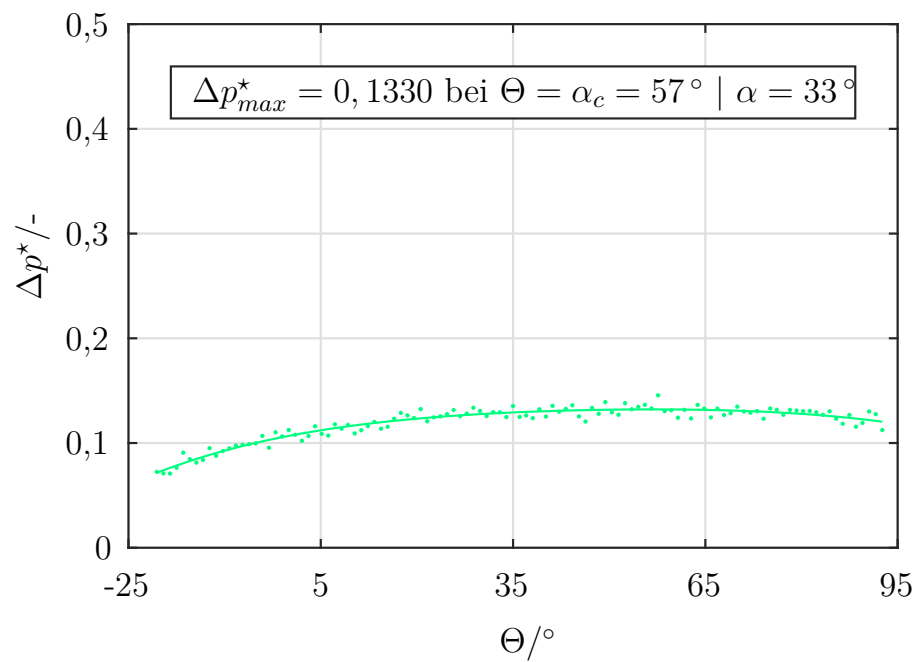


Abbildung A.48: Totaldruck bei  $R_{H+5}$ , EXP |  $\varphi_{120}$ , I2s





## Anstrichbilder

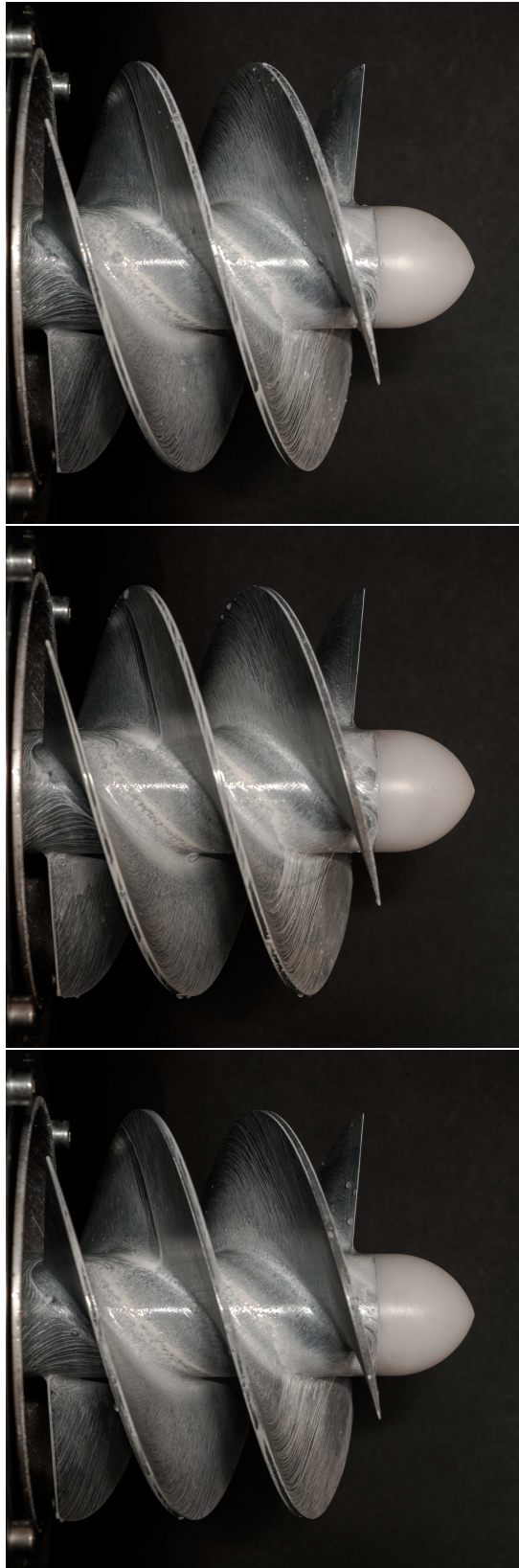


Abbildung A.49: Anstrichbilder Schaufelpassagen, EXP |  $\varphi_{85}$  , I1

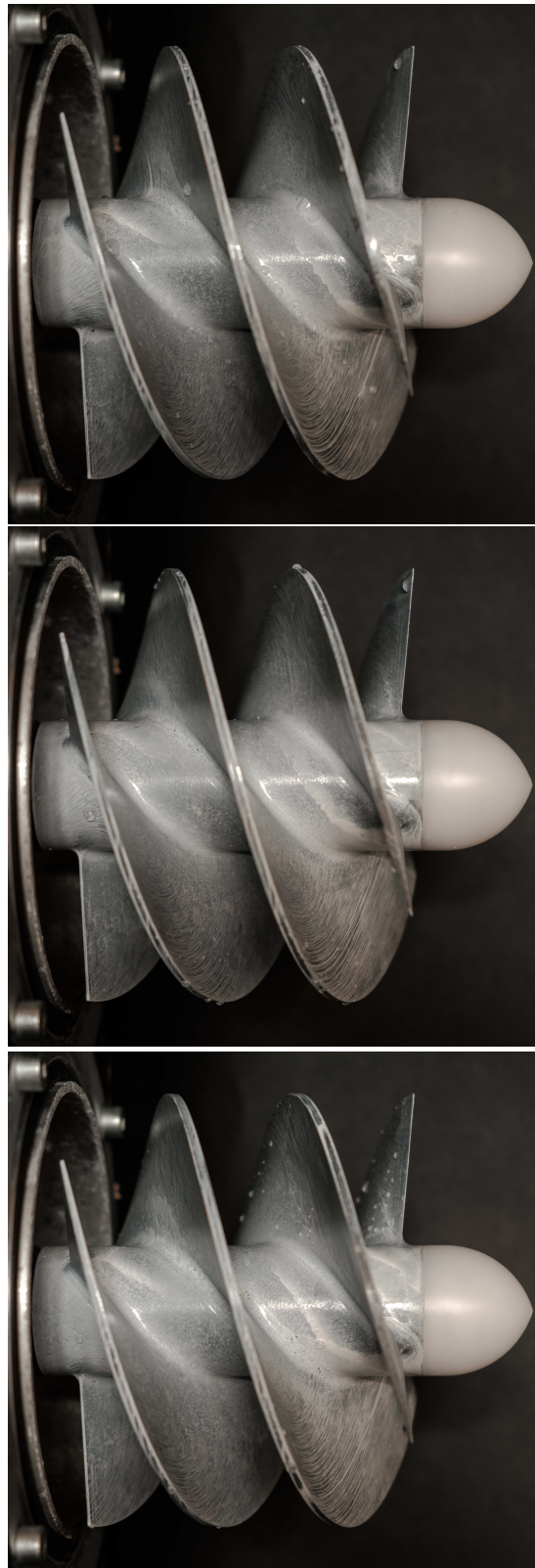


Abbildung A.50: Anstrichbilder Schaufelpassagen , EXP |  $\varphi_{dp}$  , I1

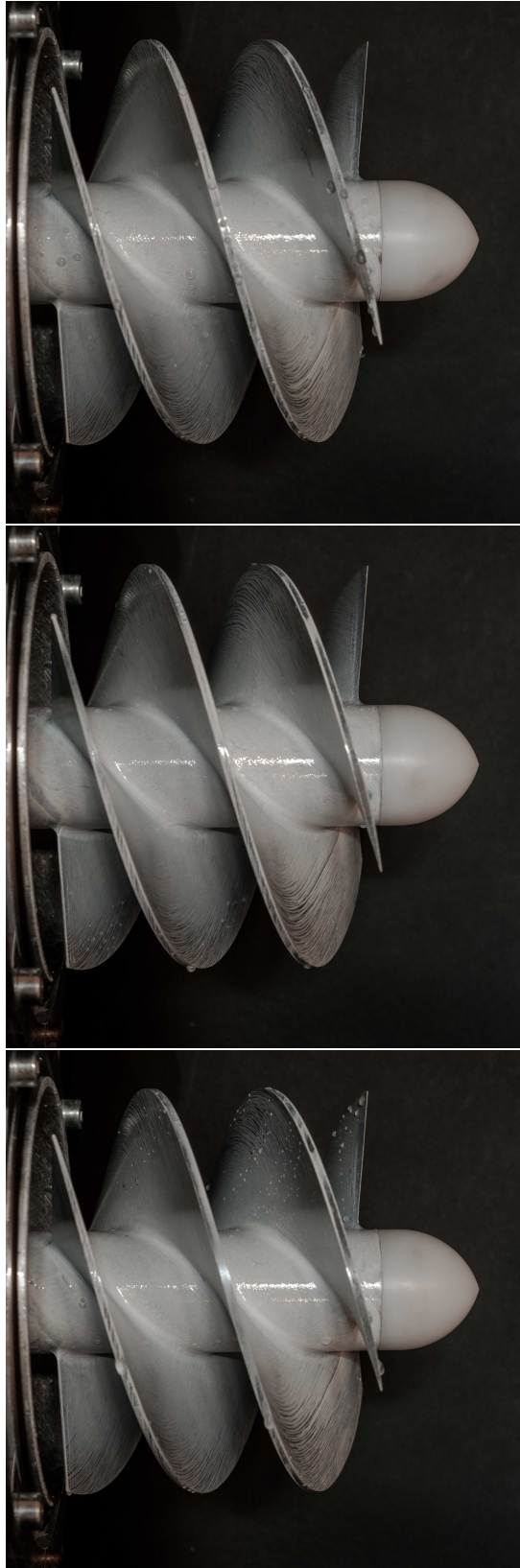


Abbildung A.51: Anstrichbilder Schaufelpassagen , EXP |  $\varphi_{120}$  , I1



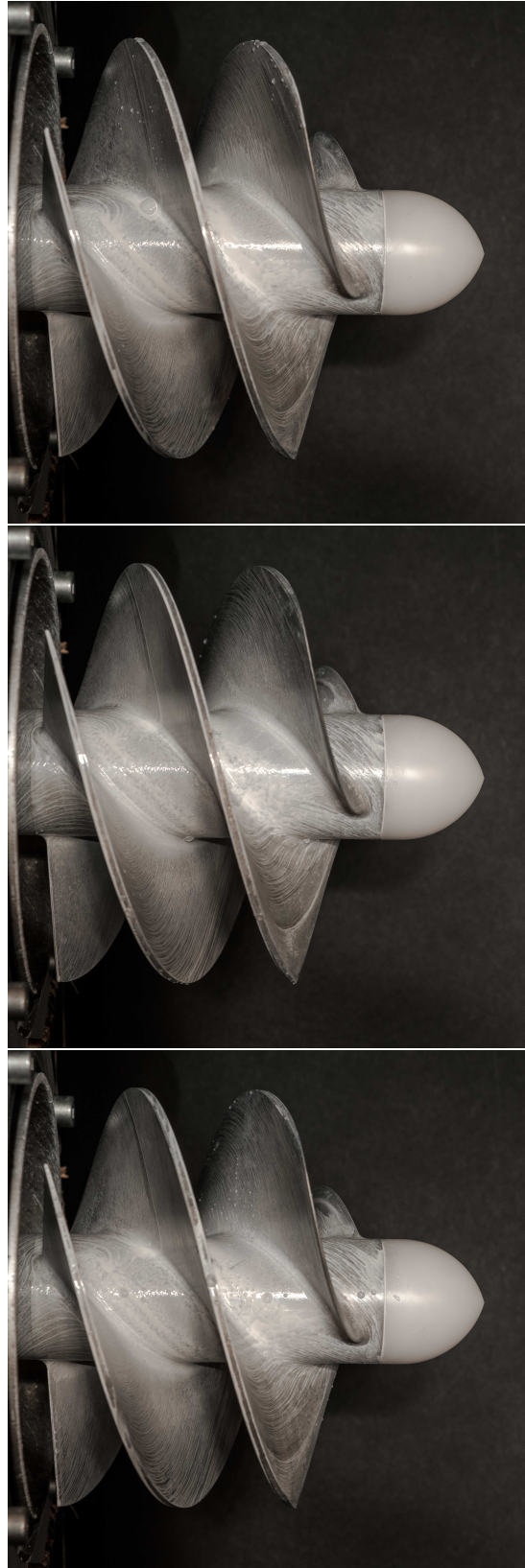


Abbildung A.52: Anstrichbilder Schaufelpassagen , EXP |  $\varphi_{85}$  , I2

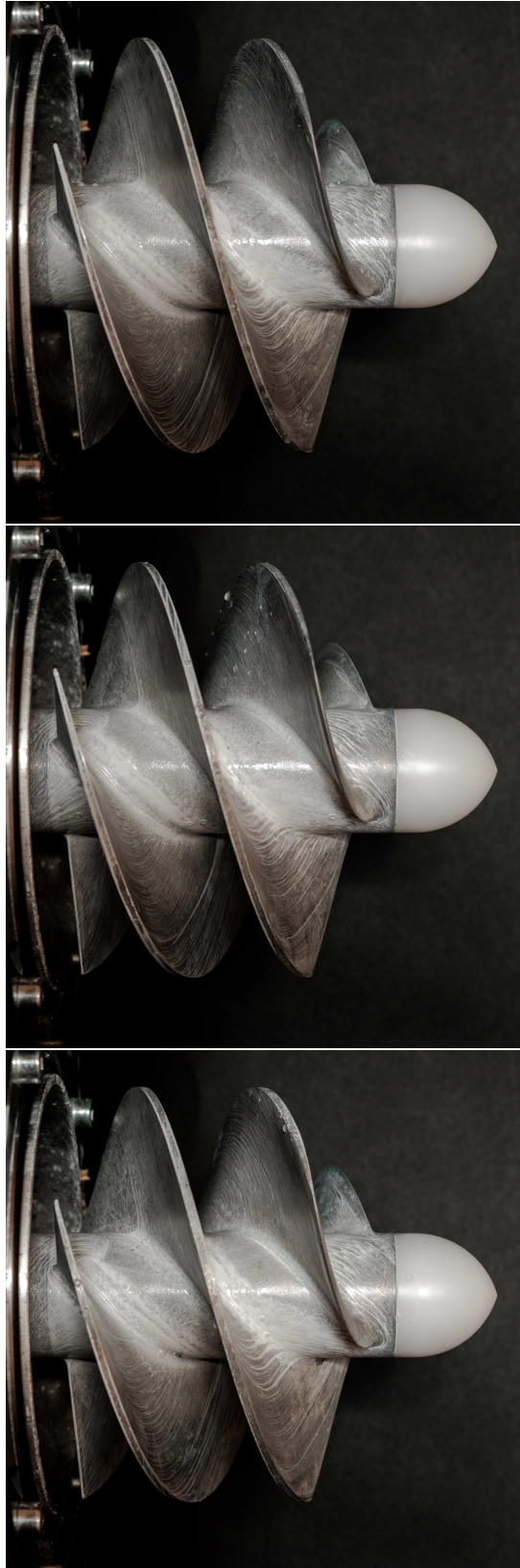


Abbildung A.53: Anstrichbilder Schaufelpassagen , EXP |  $\varphi_{dp}$  , I2

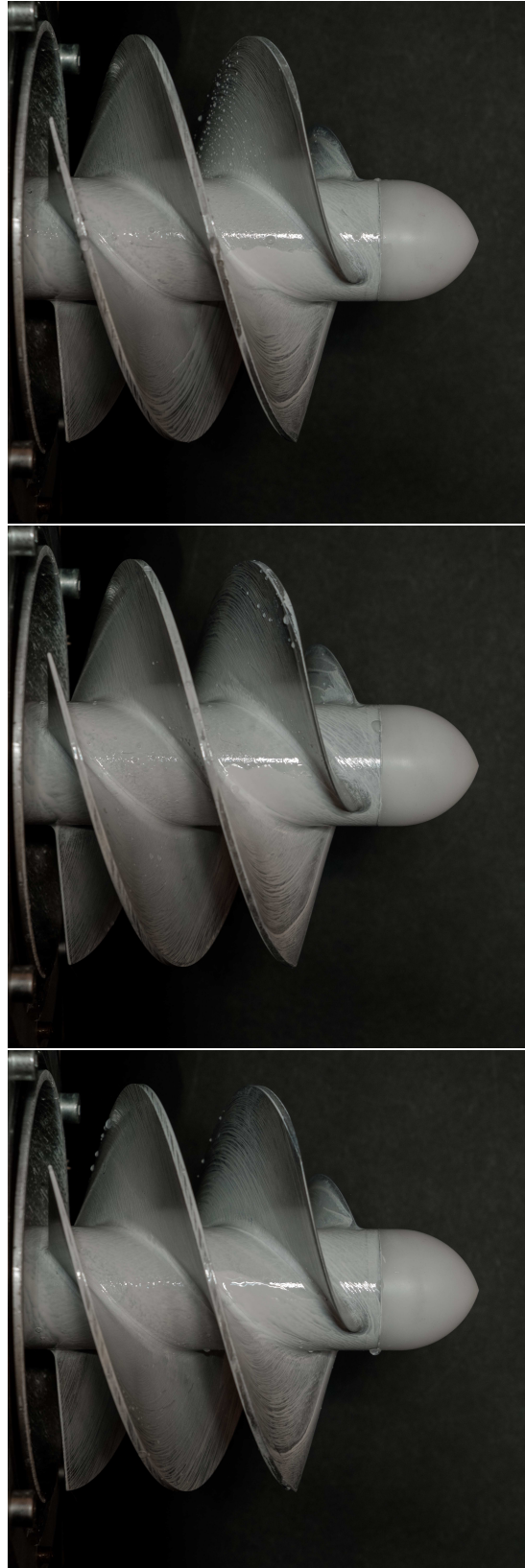


Abbildung A.54: Anstrichbilder Schaufelpassagen , EXP |  $\varphi_{120}$  , I2

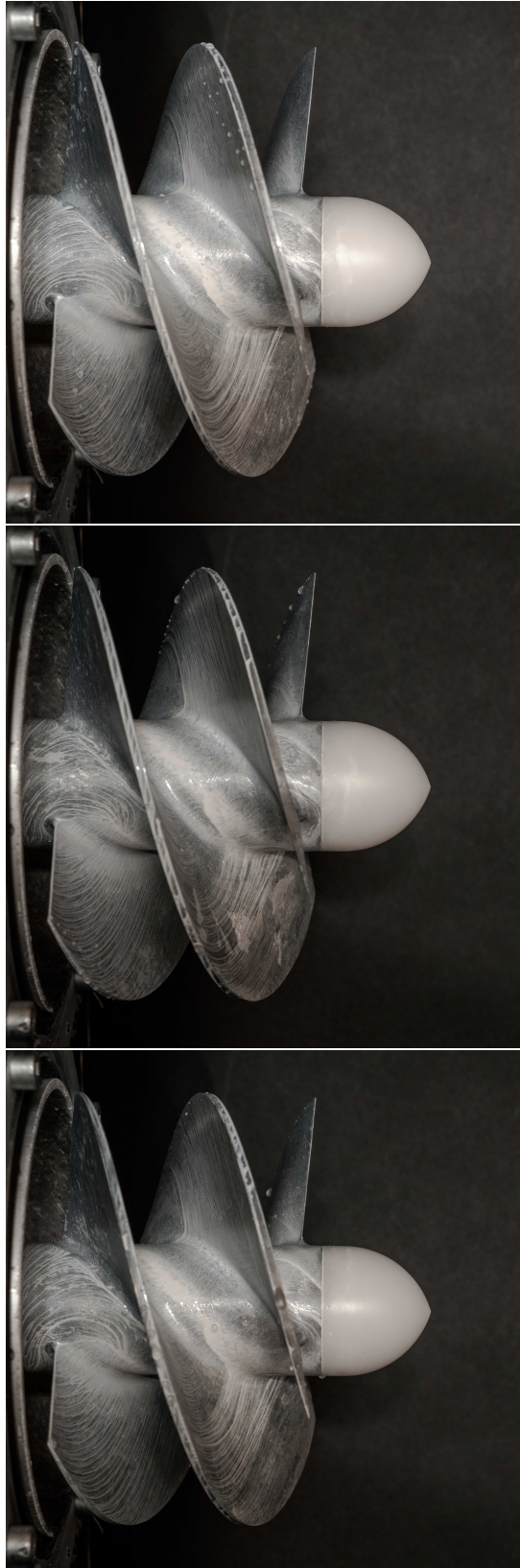


Abbildung A.55: Anstrichbilder Schaufelpassagen , EXP |  $\varphi_{85}$  , I1s



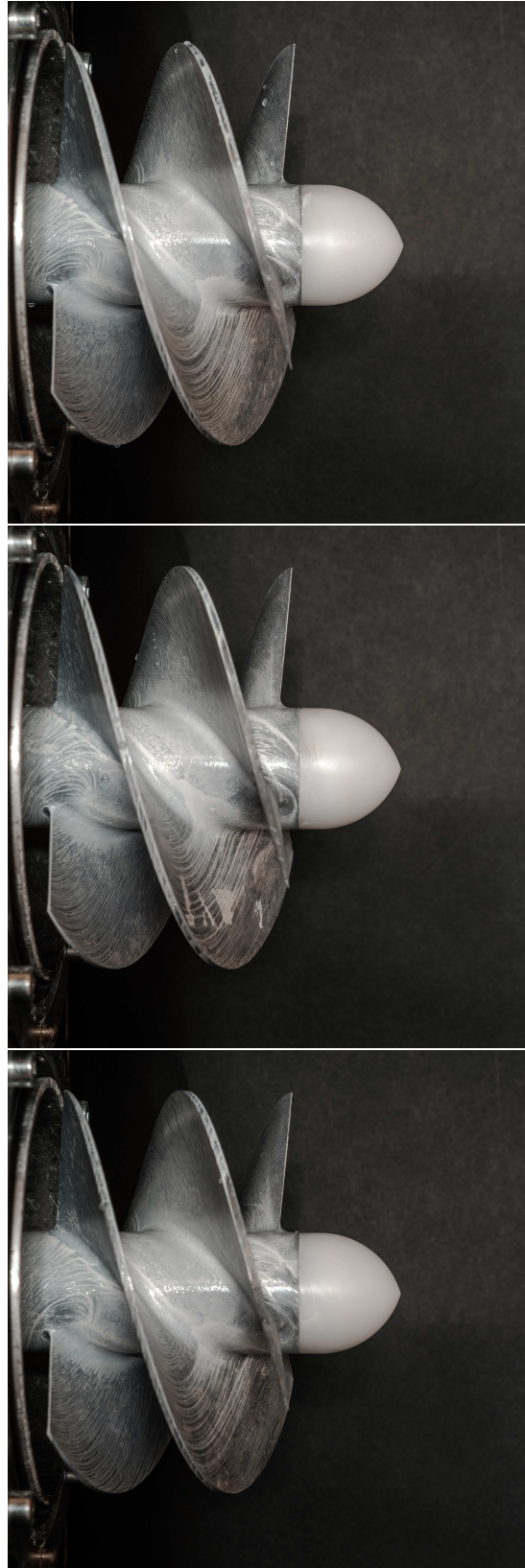


Abbildung A.56: Anstrichbilder Schaufelpassagen , EXP |  $\varphi_{dp}$  , IIs



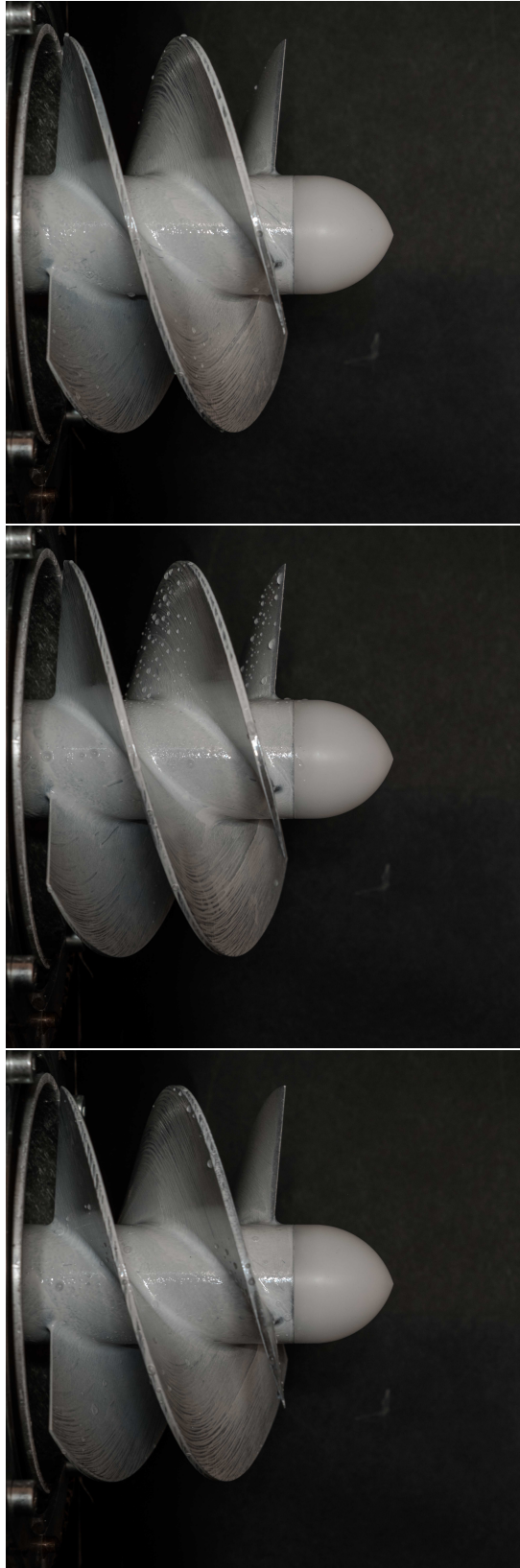


Abbildung A.57: Anstrichbilder Schaufelpassagen , EXP |  $\varphi_{120}$  , IIs

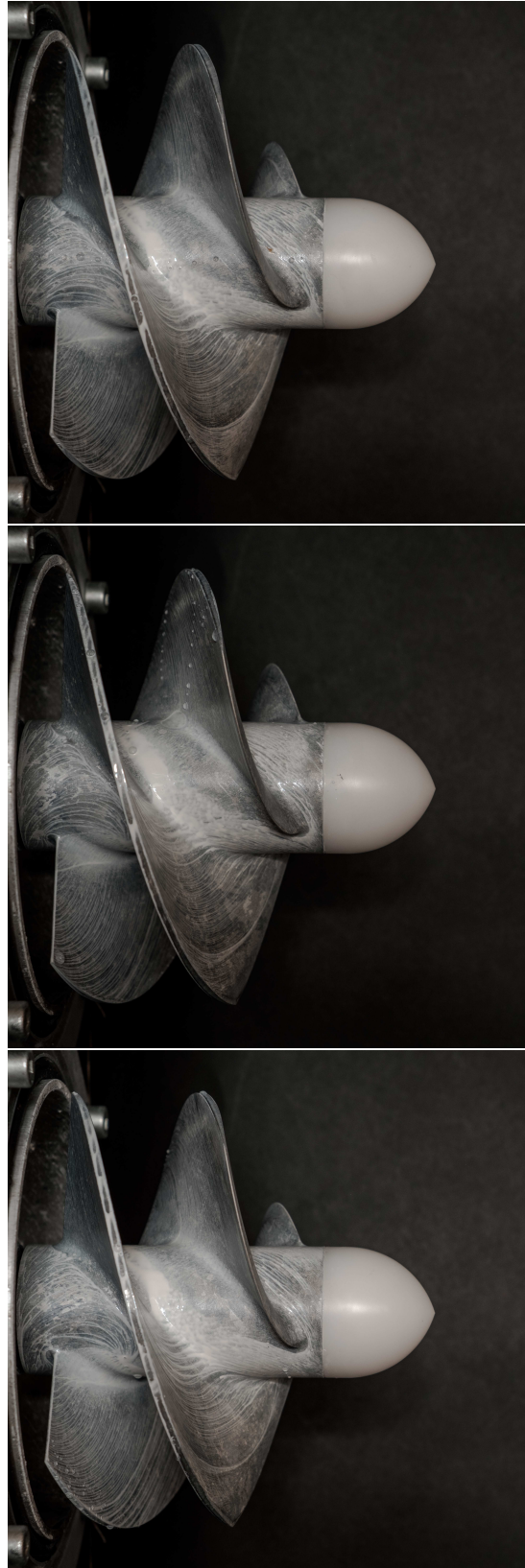


Abbildung A.58: Anstrichbilder Schaufelpassagen , EXP |  $\varphi_{85}$  , I2s

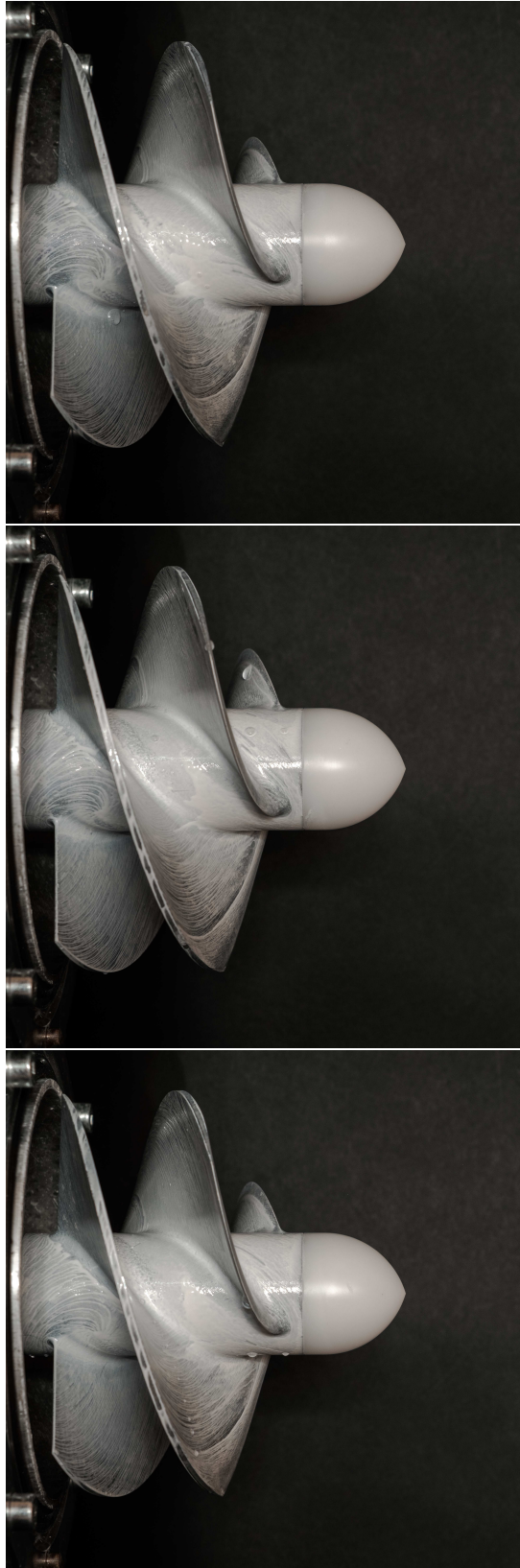


Abbildung A.59: Anstrichbilder Schaufelpassagen , EXP |  $\varphi_{dp}$  , I2s

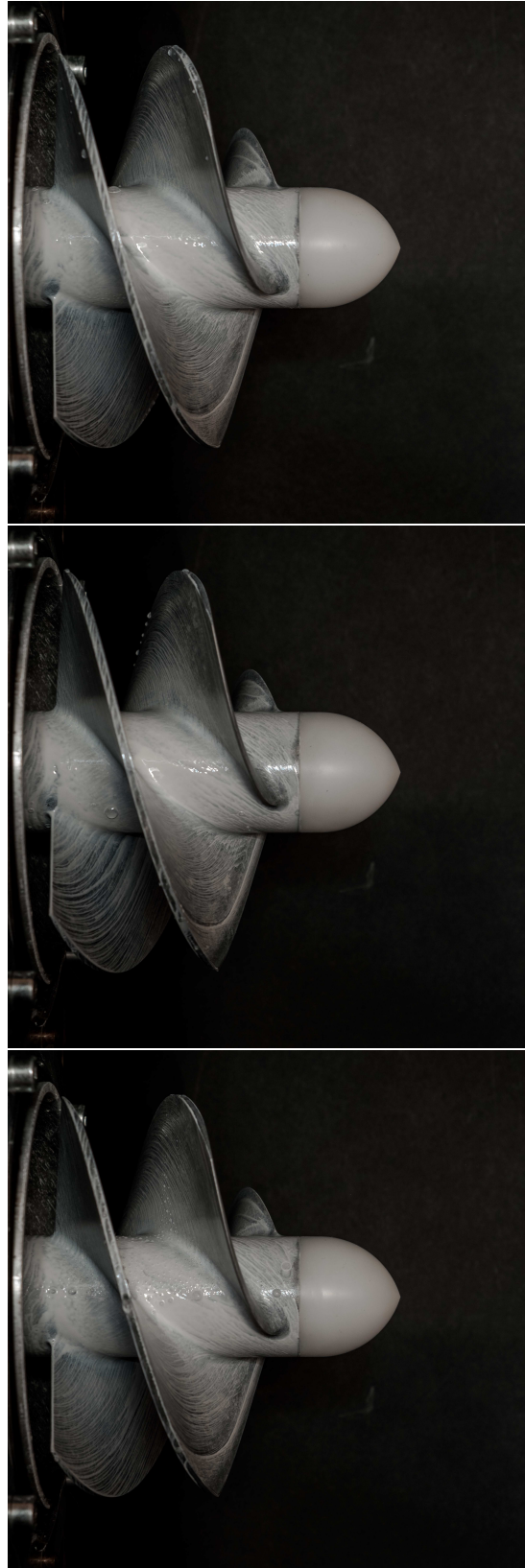


Abbildung A.60: Anstrichbilder Schaufelpassagen , EXP |  $\varphi_{120}$  , I2s

# **B Validierung der Simulation**

**Anstrichbilder**



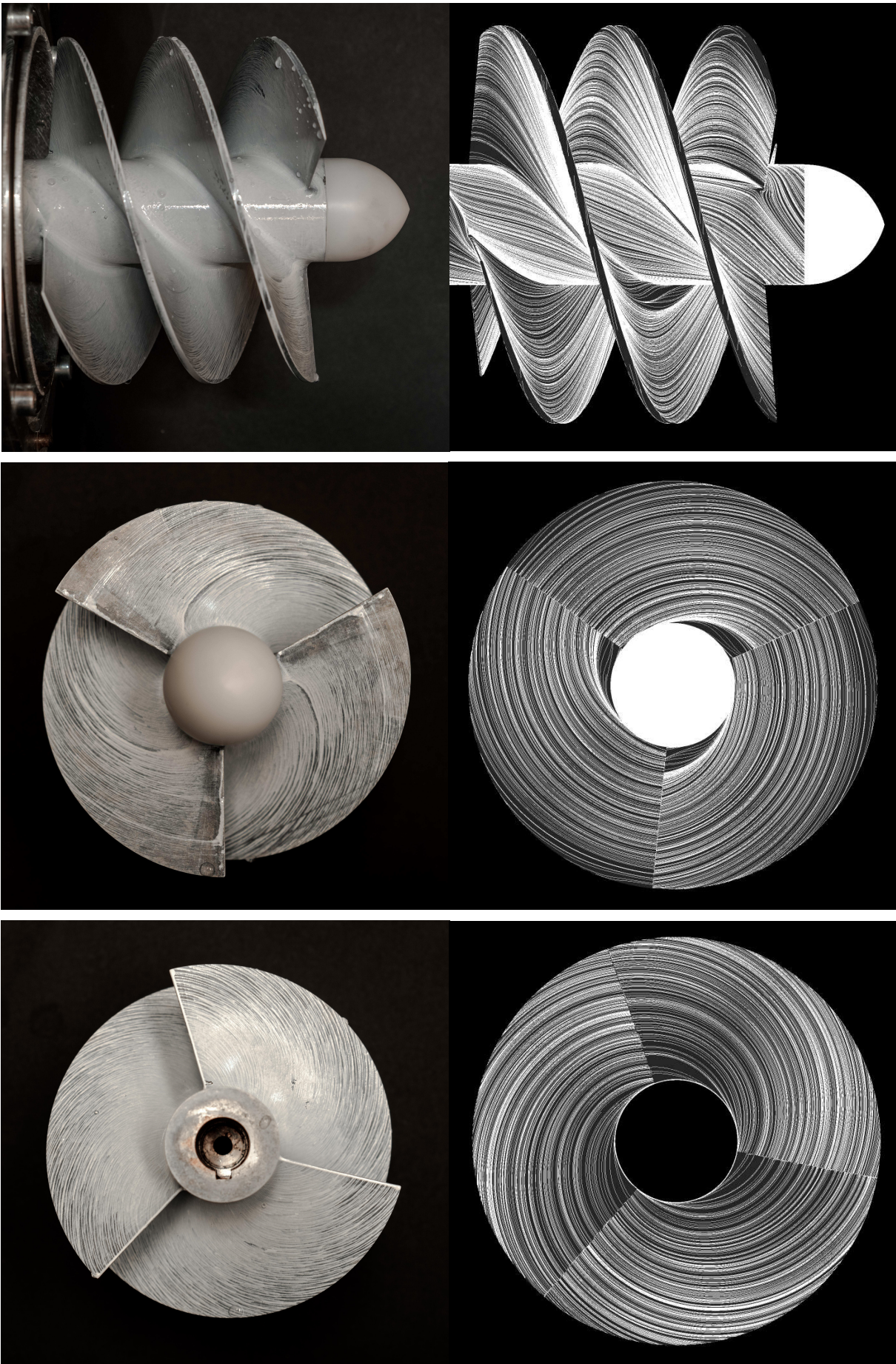


Abbildung B.1: Anstrichbilder , EXP-SIM |  $\varphi_{120}$  , I1



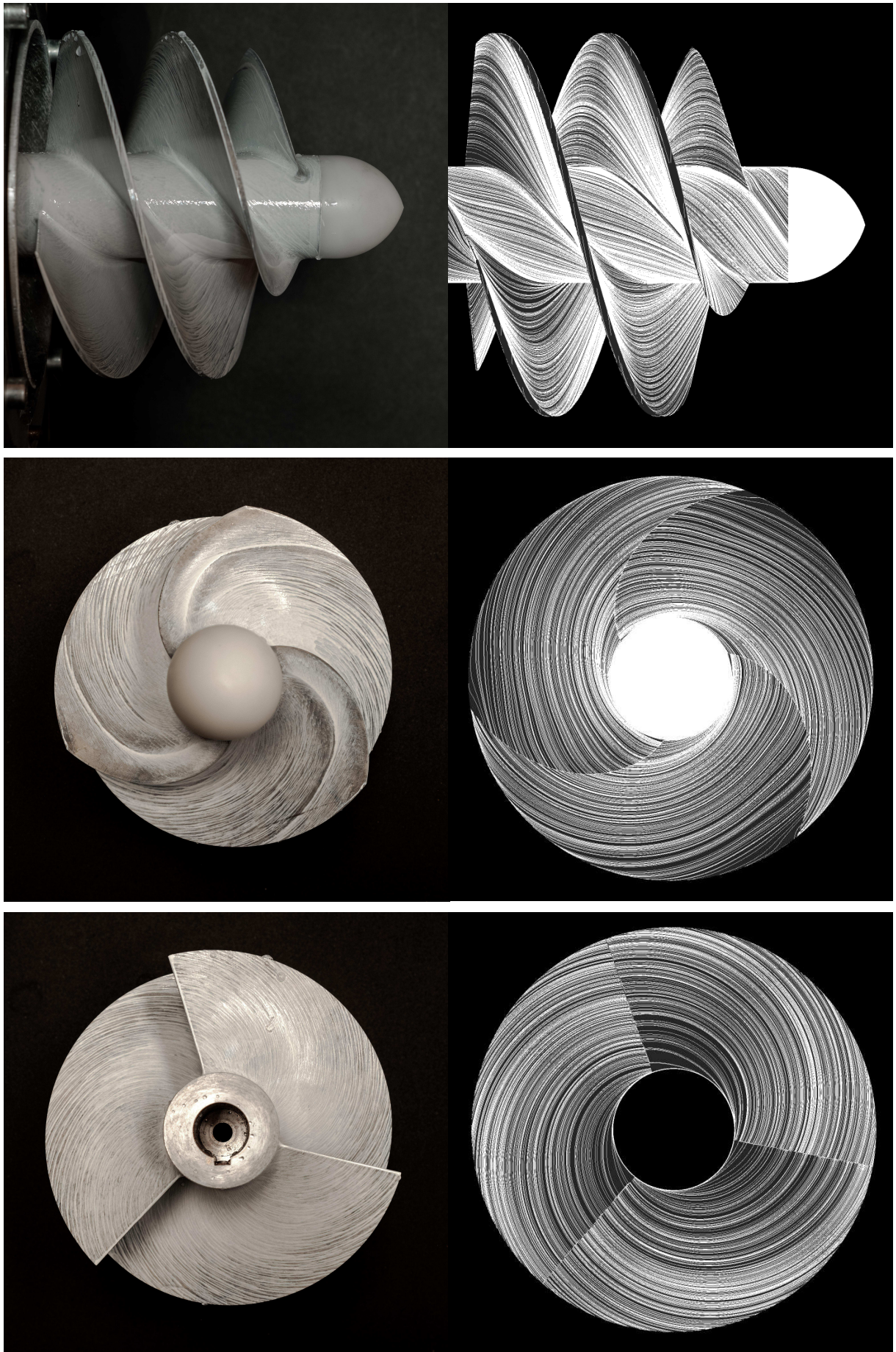


Abbildung B.2: Anstrichbilder , EXP-SIM |  $\varphi_{120}$  , I2



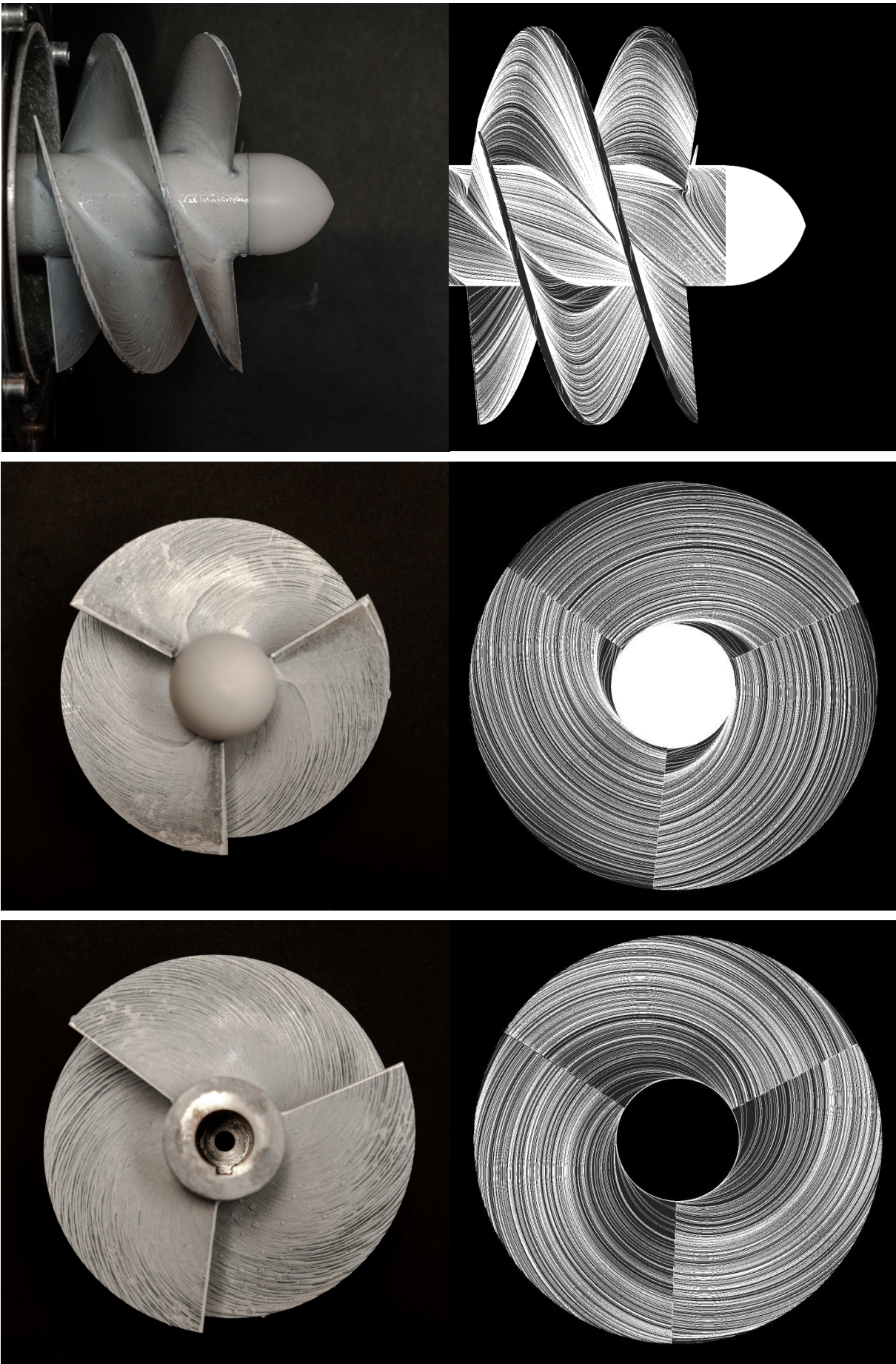


Abbildung B.3: Anstrichbilder , EXP-SIM |  $\varphi_{120}$  , IIs



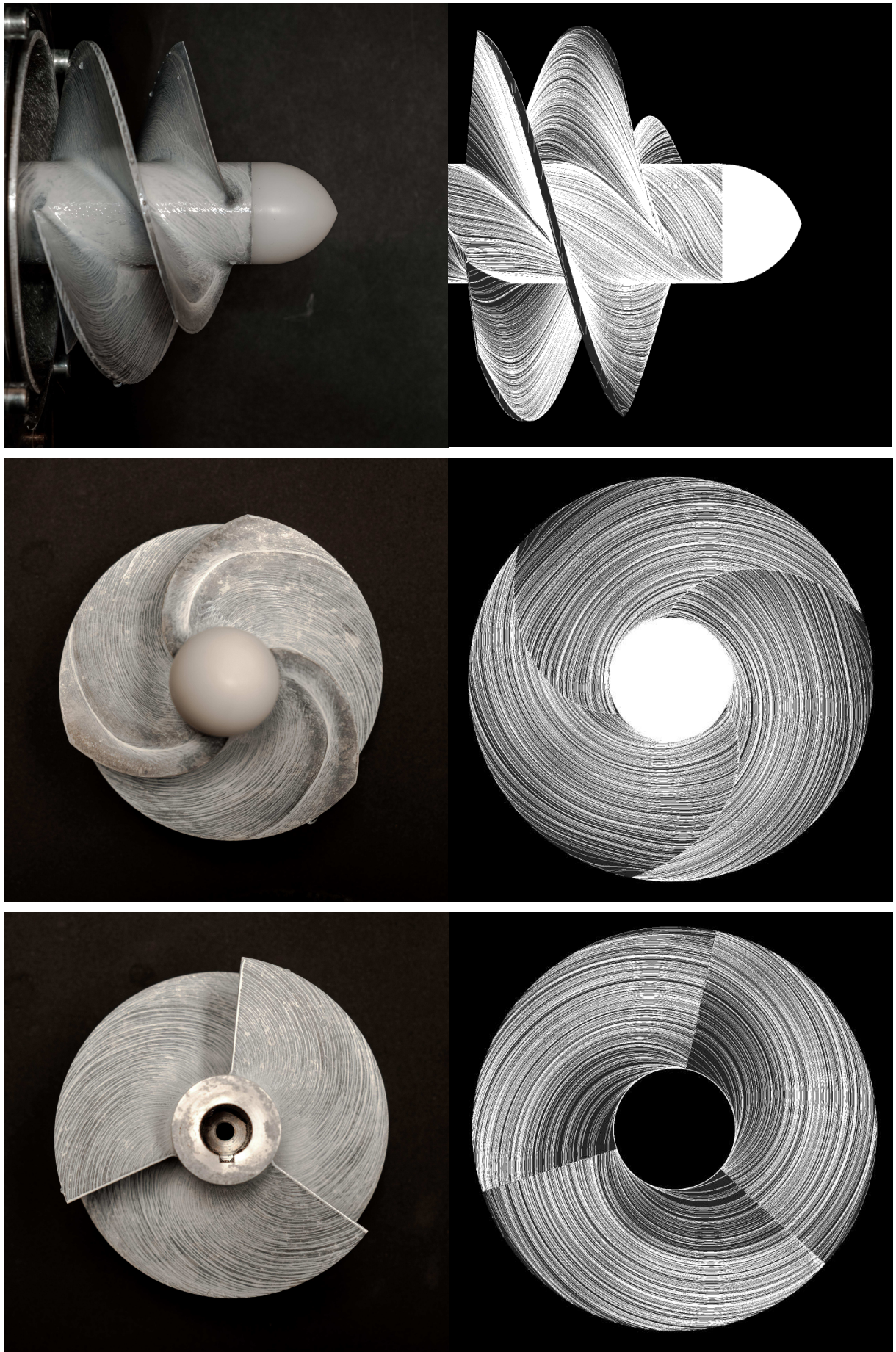


Abbildung B.4: Anstrichbilder , EXP-SIM |  $\varphi_{120}$  , I2s





# C Einfluss auf Strömung im Bereich der Nabe - Vergleich I1s und I2s

## Betriebspunkte I1s

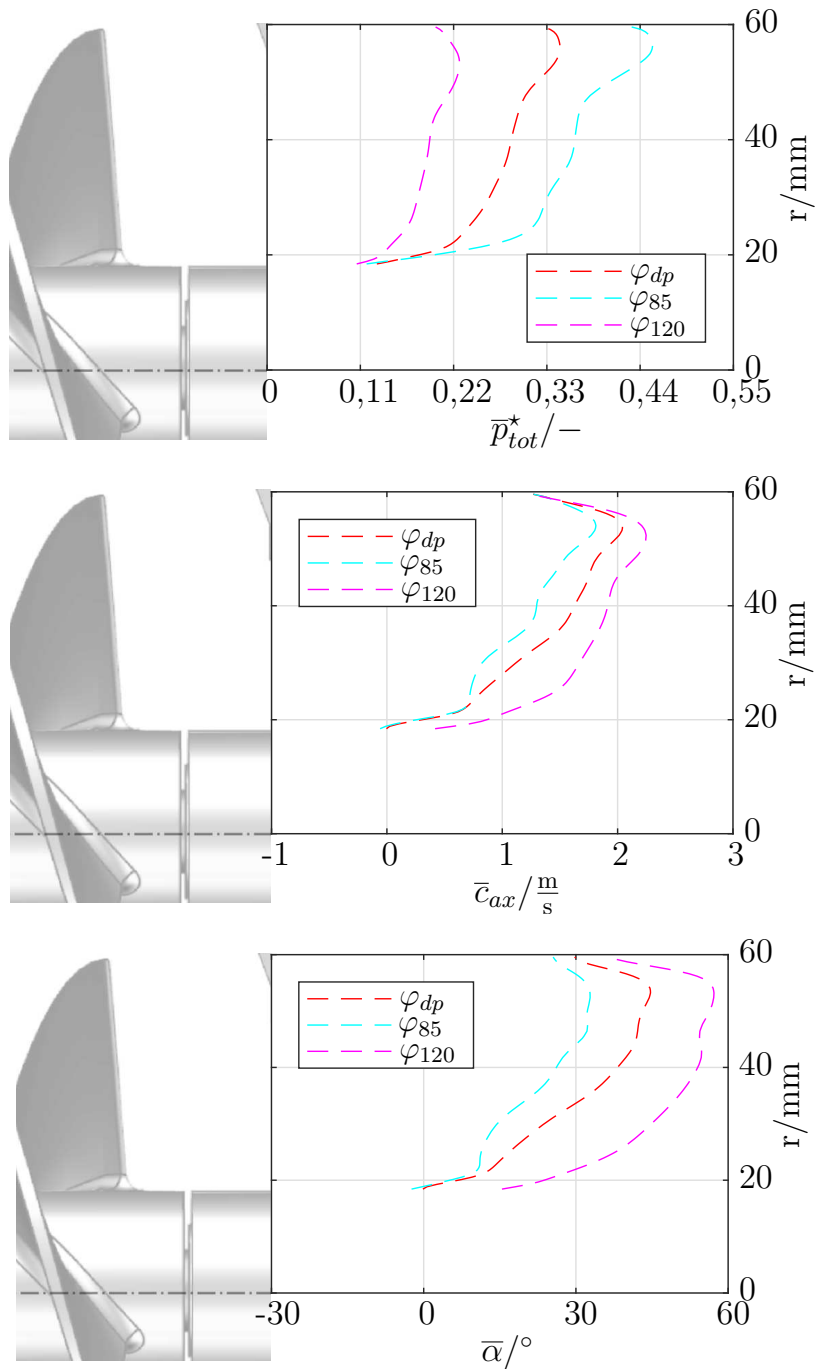


Abbildung C.1:  $\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{\alpha}$  und  $\bar{c}_{ax}$  an E2, CFD |  $\varphi$ -Vergleich, I1s

## Betriebspunkte I2s

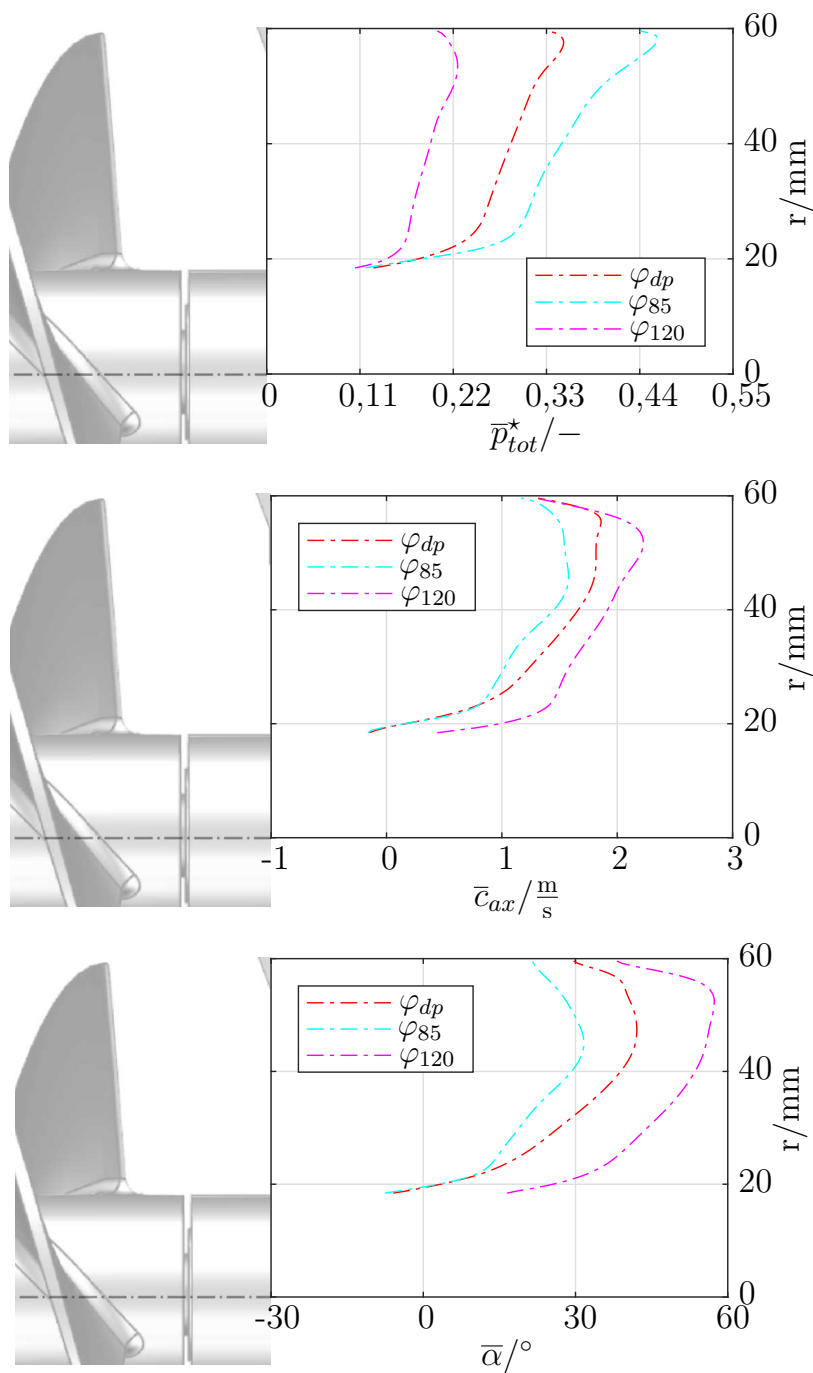


Abbildung C.2:  $\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{\alpha}$  und  $\bar{c}_{ax}$  an E2, CFD |  $\varphi$ -Vergleich, I2s

## I1s-I2s

### Auslegungspunkt

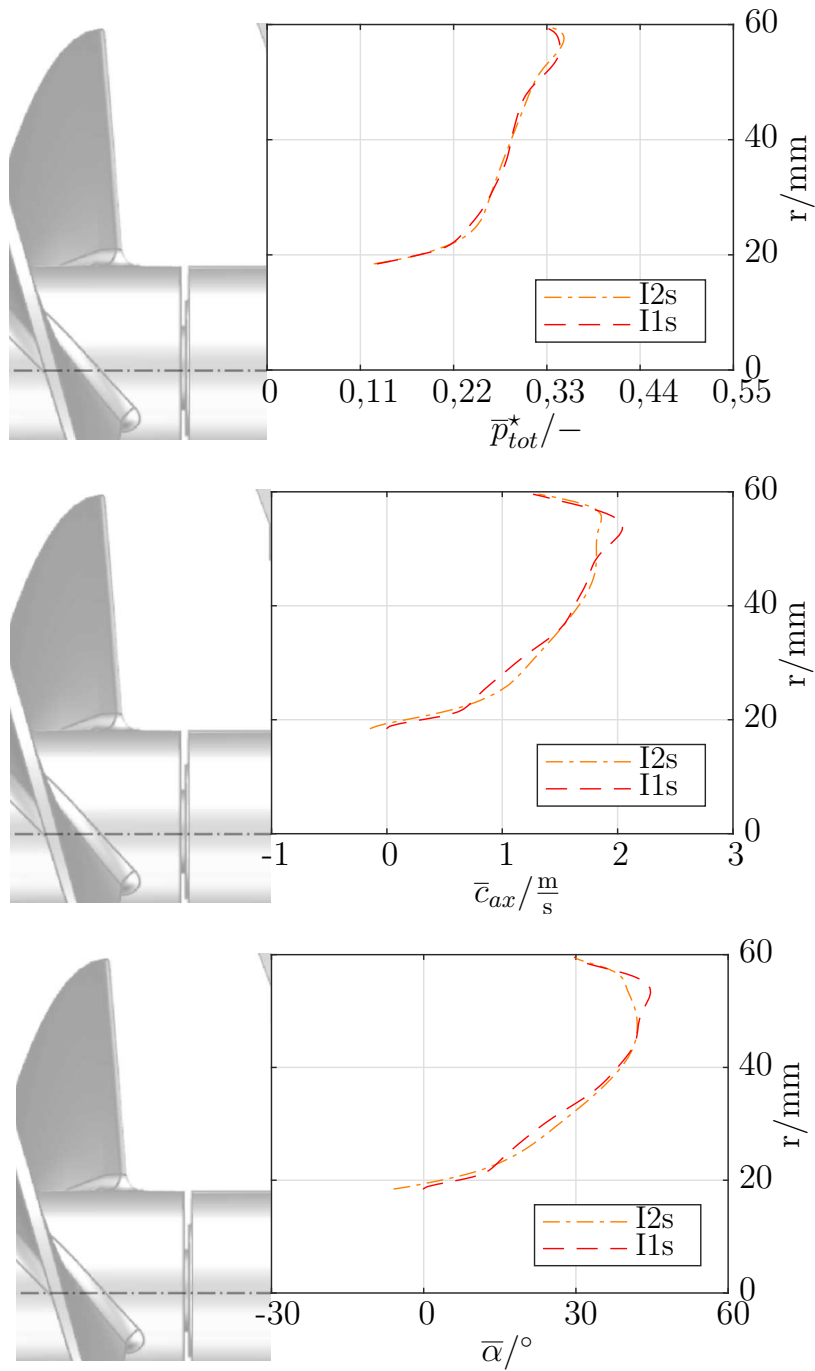


Abbildung C.3:  $\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{\alpha}$  und  $\bar{c}_{ax}$  an E2, CFD |  $\varphi_{dp}$ , I2s und I1s

## Teillast

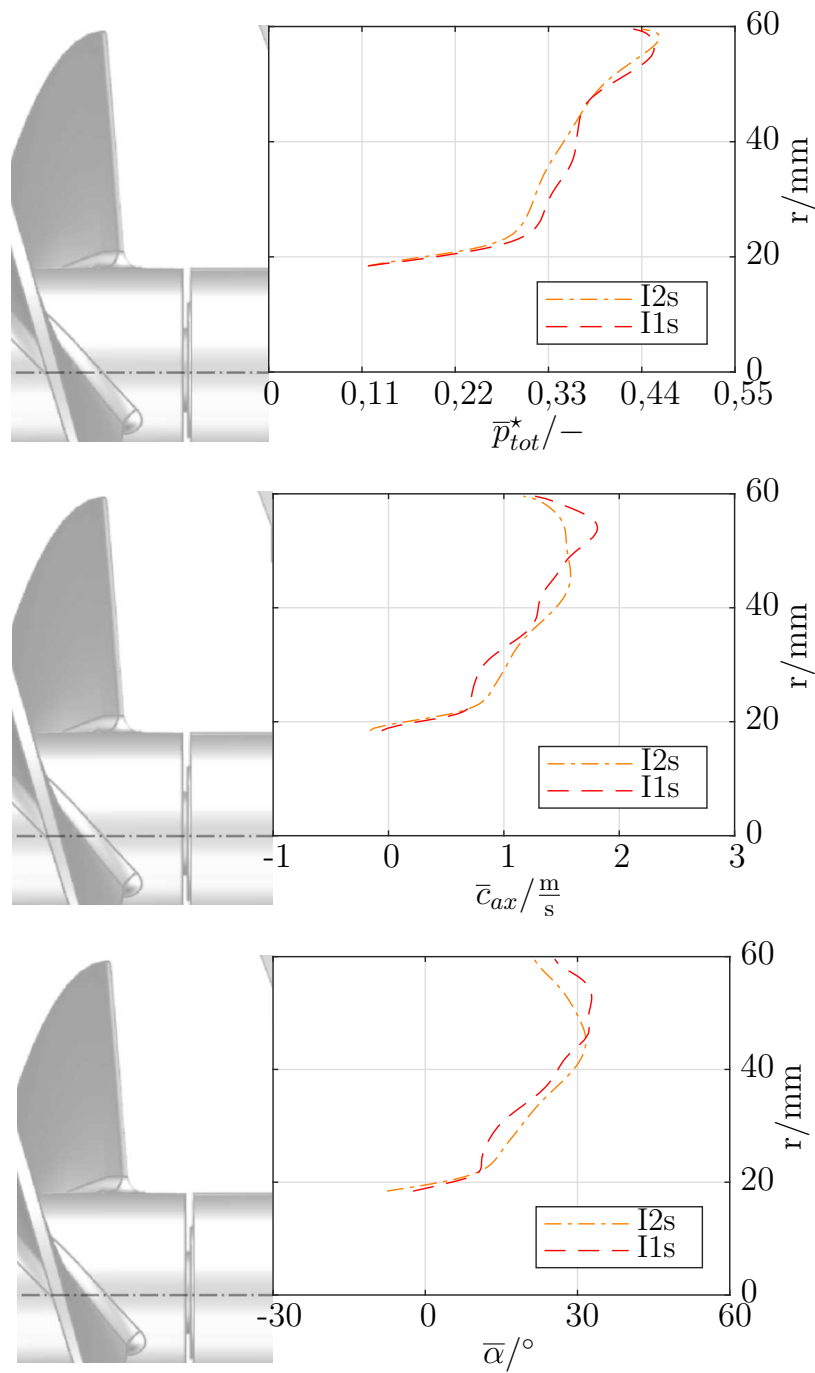


Abbildung C.4:  $\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{\alpha}$  und  $\bar{c}_{ax}$  an E2, CFD |  $\varphi_{85}$ , I2s und I1s

Überlast

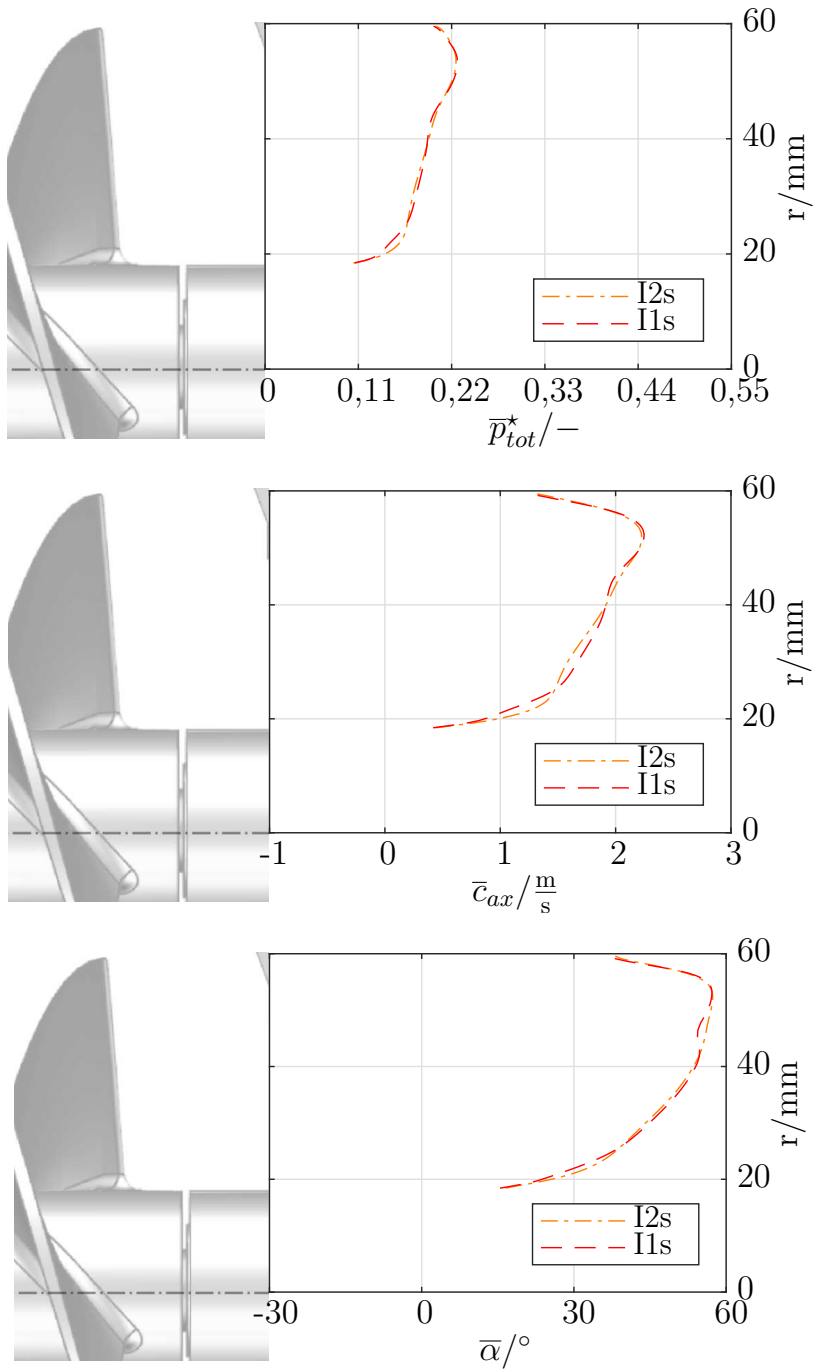


Abbildung C.5:  $\bar{p}_{tot}^*$ ,  $\bar{\alpha}$  und  $\bar{c}_{ax}$  an E2, CFD |  $\varphi_{120}$ , I2s und I1s



# Betreute Arbeiten

Conrad Elling	Auslegung und Konstruktion einer Pumpe für flüssigen Sauerstoff	PS 09.2014
Max Kaiser	Theoretische Untersuchung zur Auslegung von Seitenkanalverdichtern bei hohen Drücken	SA 03.2015
Maximilian Schuh	Numerische und experimentelle Untersuchung des Einflusses vom Unterbrecherwinkel (Schwerpunkt 15Grad) bei verschiedenen Schaufelzahlen auf die Performance von Seitenkanalpumpen	DA 06.2015
Steffen Brauckmann	Numerische und experimentelle Untersuchung des Einflusses vom Unterbrecherwinkel (Schwerpunkt 45 Grad) bei verschiedenen Schaufelzahlen auf die Performance von Seitenkanalpumpen	DA 07.2015
Conrad Elling	Auswahl eines Diffusorkonzeptes zu einem vorher ausgelegten und numerisch untersuchten Turbopumpenlaufrad zur Förderung von LOx	DA 08.2015
Christian Brill	Entwicklung einer Auswerteeinheit auf Basis eines Arduinoboards in Matlab für einen Prüfstand von Inducerlaufrädern	SA 11.2015
Marius Zerwes	Modalanalyse einer Welle für einen Hochgeschwindigkeitsprüfstand	SA 01.2016
Ann-Kathrin Jost	Auslegung und Konstruktion der Simulationsmodelle eines Seitenkanalverdichters für hohe Drücke	SA 05.2016

Lukas Leffer & Fabian Weber	Experimentelle Untersuchungen zu gasdynamischen Instabilitäten bei Gaslagern	FP 08.2016
Marco Kiefer	Erstellen eines Simulationsmodells und CFD Untersuchungen, für aerostatische radiale und axiale Gaslager	DA 10.2016
Pascal Würtz	Konstruktive Auslegung und simulative Berechnung eines Gaslagerprüfstandes zur Untersuchung von Hochdrehzahl Einflüssen in CO2 Kompressoren	PA 07.2017
Marc Vollmer	Stationäre und transiente CFD-Untersuchungen zum Einfluss von Turbulenzmodellen bei Inducern	MA 01.2018
Jochen Wendling	Numerische und experimentelle Untersuchung des Spalteinflusses auf die Performance eines Inducers	SA 02.2018
Philipp Chmielewski	Konstruktive Entwicklung eines DRS für ein Formula Student Fahrzeug	BA 06.2018
Patrick Zimmer	Konstruktion einer Kobrasonden-Messvorrichtung mit numerischer Untersuchung eines Vorsatzläufers	SA 07.2018
Maximilian Geib & Tillmann Carl	Auslegung einer Kreiselpumpe mit Inducer und Strömungsvisualisierung durch Öl-Anstrichbilde	BA 09.2018
Viktor Schner	Strömungssimulation und -verhalten eines Luftlagers	SA 11.2018
Fabian Boudgoust	Simulation des Einflusses verschiedener Viskositäten auf die Performance einer Drehkolbenpumpe	DA 12.2018
Dennis Hermann-Verspagen	Experimentelle und numerische transiente Untersuchungen an Inducern	MA 03.2019
Jan Brenneisen	Numerische Iterationsstudie bei transienten Rechnungen an einem Inducer	SA 06.2019

# Lebenslauf

## Persönliche Daten

Name: Björn Gwiasda

## Ausbildung

2005 - 2013 TU Kaiserslautern (TUK)  
Studium Maschinenbau und Verfahrenstechnik  
Schwerpunktfach: Konstruktionstechnik, Energietechnik A

07/2013 Abschluss: Diplom-Ingenieur Maschinenbau (Dipl.-Ing.)

## Berufliche Tätigkeit

11/2011 - 07/2013 Studentische Hilfskraft am Lehrstuhl für  
Strömungsmechanik und Strömungsmaschinen, TUK

08/2013 - 02/2014 Wissenschaftliche Hilfskraft am Lehrstuhl für  
Strömungsmechanik und Strömungsmaschinen, TUK

03/2014 - 03/2020 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für  
Strömungsmechanik und Strömungsmaschinen, TUK